



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

CFD SIMULACE VIBRACÍ VYVOLANÝCH PROUDĚNÍM

CFD SIMULATION OF FLUID-INDUCED VIBRATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Radek Kubíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Buzík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Student: **Ing. Radek Kubiček**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Procesní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Buzík, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

CFD simulace vibrací vyvolaných prouděním

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se zaměřuje na predikci vibrací vyvolaných prouděním u svazku trubek. Zkoumané vibrace jsou vyvolány vzájemnou interakcí dvou fází (pevné a tekuté). Současná úroveň poznání v této oblasti umožňuje predikovat především únosnost v oblasti statického, resp. kvazi-statického zatížení. Tyto predikce jsou založeny na metodách srovnávající klíčové vibrační veličiny, jako jsou frekvence, amplitudy, atd. Tímto způsobem je možno rychle a relativně přesně určit výskyt vibrací, není však možné kvantitativně hodnotit vliv vibrací. Současné metody numerických analýz velmi dobře umožňují řešit tuto problematiku velmi přesně avšak na úkor výpočtového času, výpočetních prostředků a licencí.

Přínosem této práce je využití uživatelem definovaných funkcí (UDF) jakožto metody, která umožňuje napodobit interakci tekutiny a struktury v softwaru ANSYS Fluent. Tato práce klade velkou váhu na využití metod současného stavu poznání pro verifikaci a validaci výsledků.

Cíle diplomové práce:

1. Literární rešerše dané problematiky.
2. Seznámení se s problematikou numerických výpočtů trubkových svazků
3. Seznámení se s programovacím jazykem Python
4. Výpočet tuhostí při kontaktu dvou trubek
5. Výpočet proudění tekutiny ve vybrané geometrii za pomoci softwaru ANSYS Fluent
6. Aplikace UDF (uživatelé definované funkce) v softwaru ANSYS Fluent na vybranou geometrii
7. Verifikace a validace vypočtených výsledků

Seznam doporučené literatury:

KANEKO, S., T. NAKAMURA, F. INADA, M. KATO a K. ISHIHARA. Flow-induced Vibrations. 2nd. Great Britain: Elsevier Science Ltd, 2014. ISBN 978-0-08-098347-9.

TEMA. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. 9th ed. B.m.: Tubular Exchanger Manufacturers Association. 2007.

KOZUBKOVÁ, M., Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX, Ostrava,

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Předkládaná diplomová práce se zaměřuje na vibrace trubky vyvolané prouděním. Jejím hlavním cílem a přínosem je analýza tuhosti trubky při kontaktu dvou trubek a následné užití obdržených hodnot a závislostí pro CFD simulace vybrané geometrie. Práci lze rozdělit do tří částí. První část se věnuje současnému stavu poznání v oblasti vibrací vyvolaných prouděním. Uvádí základní mechanismy vibrací a metody k jejich potlačení. Druhá část se zabývá stanovením tuhosti trubky o zvolené geometrii a to i při vzniku kolize s jinou trubicí. Závěrečná část demonstruje a vyhodnocuje aplikaci získaných charakteristik v CFD simulacích.

Summary

The presented diploma thesis focuses on flow-induced vibrations of a tube. The main aim and benefit is the analysis of tube stiffness in contact with the other one and the following use of obtained values and characteristics in CFD simulations. The work can be divided into three parts. The first part is about the current state of knowledge of flow-induced vibrations. It introduces the basic mechanisms of vibration and methods for their suppression. The second part deals with the determination of stiffness of defined geometry tube including the collision with the other tube. The final part demonstrates and evaluates the application of obtained characteristics in CFD simulations.

Klíčová slova

Vibrace vyvolané prouděním, vírové uvolňování, Kármánova vírová stezka, turbulentní excitace, fluidně-elastická nestabilita, akustická rezonance, tepelný výměník, trubkový svazek, kontakt, numerické modelování proudění tekutin, uživatelem definovaná funkce.

Keywords

Flow-induced vibration, vortex shedding, Karman's vortex street, turbulent excitation, fluid-elastic instability, acoustic resonance, heat exchanger, tube bundle, contact, computational fluid dynamics, user defined function.

Bibliografická citace

KUBÍČEK, R. *CFD simulace vibrací vyvolaných prouděním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 91 s. Vedoucí Ing. Jiří Buzík, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předkládanou diplomovou práci na téma CFD simulace vibrací vyvolaných prouděním vypracoval samostatně a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu literatury.

V Brně dne 25. září 2019

.....

Ing. Radek Kubíček

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu Ing. Jiřímu Buzíkovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a znalosti, které mi při tvorbě diplomové práce předal. Velké poděkování patří i Ing. Tomáši Juřenovi, Ph.D. za veškerou technickou podporu a čas, který mi byl ochoten věnovat. Speciální poděkování patří samozřejmě i mojí rodině, která mě podporovala po celou dobu mého studia.

Obsah

1	Úvod	15
2	Tepelné výměníky	17
2.1	Klasifikace tepelných výměníků	17
2.1.1	Rekuperační výměníky tepla	19
2.1.2	Regenerační výměníky tepla	22
2.2	Faktory ovlivňující provoz tepelného výměníku	23
2.2.1	Zanášení	23
2.2.2	Intenzifikace	24
3	Vibrace vyvolané prouděním	25
3.1	Obtékání trubky kruhového průřezu	25
3.1.1	Součinitel odporu a vztlaku	28
3.1.2	Bezrozměrná amplituda kmitu	32
3.2	Mechanismy vibrací	32
3.2.1	Vírová excitace	33
3.2.2	Turbulentní excitace	34
3.2.3	Fluidně-elastická nestabilita	35
3.2.4	Akustická rezonance	35
4	Vibrace trubkového svazku	37
4.1	Režimy toku	37
4.2	Vírové uvolňování	39
4.3	Potlačení vibrací	39
4.3.1	Metody ke snížení vibrací	41
5	Pohybová rovnice trubky	43
5.1	Kmitání s jedním stupněm volnosti	44
5.2	Stanovení tlumících konstanty	45
5.3	Stanovení tuhosti	46
5.3.1	Lineární pružný člen	46
5.3.2	Nelineární pružný člen	50
6	CFD simulace	55
6.1	Vibrace osamocené trubky	55
6.1.1	Model diskretizace a okrajových podmínek	56
6.1.2	Řešení	57
6.2	Rezonanční stav	61
6.2.1	Úprava modelu diskretizace a okrajových podmínek	61
6.2.2	Řešení	61
6.3	Simulace vzájemného kontaktu	64

7 Závěr	67
Seznam použitých zdrojů	69
Seznam použitých symbolů a zkratek	73
Seznam obrázků	77
Seznam tabulek	81
Seznam příloh	83
A Tuhost lineárního pružného členu	85
A.1 Trubka mezi segmentovými přepážkami při působení osamělé síly	85
A.2 Trubka mezi segmentovými přepážkami při působení liniového zatížení . .	85
A.3 Trubka mezi trubkovnicí a segmentovou přepážkou při působení liniového zatížení	86
B Uživatelem definované funkce	89
B.1 UDF pro kmitání osamocené trubky	89
B.2 UDF pro kontakt	89
B.3 UDF pro časový krok	90
C Obsah CD	91

1 Úvod

Výměníky tepla patří v dnešní době k významným procesním zařízením, díky kterým dochází k přípravě určitých surovin, přičemž se využívá tepelná energie napříč celého procesu z důvodu nejvyšší hospodárnosti. Obecný postup zaručující správnou funkci tohoto zařízení se skládá z tepelně-hydraulického návrhu, který stanovuje vhodný typ a provedení tepelného výměníku včetně použitého materiálu. Zařízení o navržených rozměrech se následně podrobí pevnostní kontrole.

Tepelný přenos mezi pracovními látkami je tím účinnější, čím vyšší je turbulence pracovní látky [1]. Toho lze dosáhnout nárůstem Reynoldsova čísla, jež vede ke zvýšení hodnoty součinitele přestupu tepla. Současně však platí, že s rostoucím Reynoldsovým číslem dochází k vyvíjení Kármánovy vírové stezky, která při určitých podmínkách může způsobit významné vibrace jednotlivých trubek.

Tyto vibrace vyvolané prouděním významně zvyšují hodnoty napětí ve struktuře trubky, které mohou vést až k poruchám zařízení a odpovídajícímu meznímu stavu. Mezi nejnebezpečnější lokace patří místa, ve kterých jsou odebrány některé ze šesti stupňů volnosti – uložení či podpory. Obecně se tato místa nazývají pojmem koncentrátory napětí [2].

Dosavadní stav poznání predikuje vznik vibrací vyvolaných prouděním na základě srovnání určitých veličin, mezi které například patří rychlost proudící pracovní látky, frekvence či amplituda kmitů trubky. Nevýhodou této metodiky je, že se obdrží pouze informace o výskytu vibrací nikoli detailnější popis únavového poškození.

Analýzu únavového poškození struktury periodicky kmitající trubky lze provést v programu ANSYS, který k řešení využívá metodu konečných prvků. Podmínkou pro uskutečnění takového výpočtu je ovšem správné nastavení silového působení proudící tekutiny na povrch uvažované trubky. V současné době existuje metoda oboustranné vzájemné interakce mezi tekutinou a strukturou, tzv. fluid-structure interaction, která zohledňuje působení tekutiny na pevnou strukturu, jejíž následný pohyb a deformace zpětně ovlivňuje i samotné proudění. Tento způsob vykazuje vysokou přesnost, ale současně je velmi náročný z hlediska časového i hardwarového.

Z tohoto důvodu se v předkládané diplomové práci bude v programu ANSYS Fluent, který poskytuje jednosměrnou interakci mezi tekutinou a pevnou strukturou, využívat uživatelem definovaná funkce umožňující předávat zpětnou informaci proudícímu médiu od uvažované struktury.

2 Tepelné výměníky

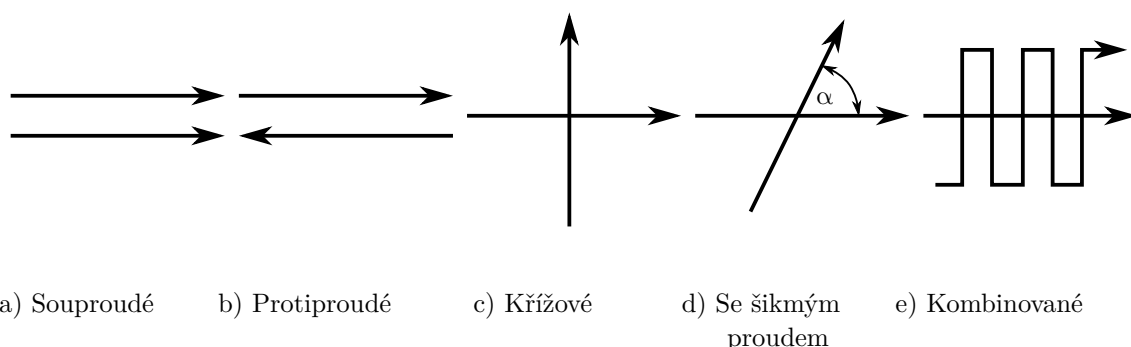
Mezi významná procesní zařízení patří výměníky tepla, tlakové nádoby, destilační kolony, pece, kotle a mnohé další, přičemž předkládaná diplomová práce se zabývá prvním jmenovaným. V tepelném výměníku dochází k přestupu tepla mezi dvěma tekutinami, které převážně bývají oddělené stěnou. Tato jednotková operace výrobního provozu slouží především k přípravě určité suroviny před konkrétním klíčovým zařízením, kterým může být například reaktor, separátor, turbína atd. V případě, že se ze suroviny získává námi požadovaný produkt (benzín z ropy nebo pivo z kvasu), jedná se o tzv. procesní linku. Je-li naopak primárním účelem výroba energie, mluví se o tzv. energetické lince. Sekundárním účelem výměny tepla je hospodárné nakládání s tepelnou energií ve výrobním provozu [3].

Aby byla hospodárnost s energiemi optimální a současně docházelo k plánované přípravě surovin, nelze tepelné výměníky navrhovat nahodile. K tomuto účelu se vytvořil systémový postup, který obsahuje funkční rozměrový návrh zařízení, konstrukční řešení a výsledný návrh zařízení [3].

2.1 Klasifikace tepelných výměníků

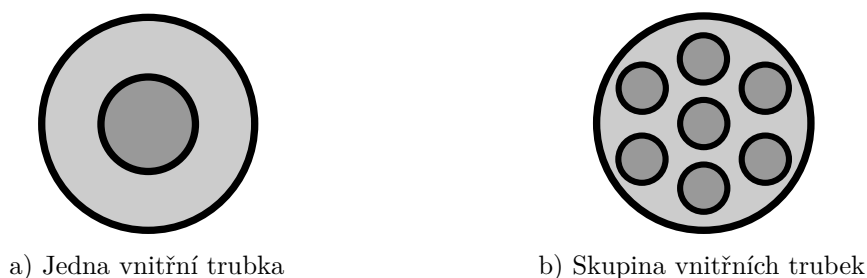
Tepelné výměníky lze rozdělovat podle různých kritérií následovně [4, 5]:

1. Podle způsobu přenosu tepla
 - s přímým kontaktem
 - k výměně tepla dochází při přímém kontaktu pracovních látek, které jsou následně separovány (např. voda + vzduch, voda + vodní pára)
 - s nepřímým kontaktem
 - tekutiny ve výměníku jsou vzájemně odděleny a tepelná energie se z horčího proudu do studenějšího přenáší skrz dělicí stěnu nebo pevnou matici
 - jedná se o nejběžnější tepelné výměníky, které lze dále rozlišovat na rekuperační a regenerační, viz kapitola 2.1.1 a 2.1.2.
2. Podle skupenství pracovních látek (charakteru toku)
 - bez změny skupenství na obou stranách
 - změna fáze na jedné straně (kondenzátory a výparníky)
 - změna fáze na obou stranách (odparka, výparník klimatizace [4])
3. Podle vzájemného směru proudění tekutin
 - souproudý výměník (obr. 2.1a))
 - obě pracovní látky společně vstupují do tepelného výměníku z jedné strany, proudí paralelně stejným směrem a vystupují na opačném konci
 - nejméně efektivní přestup tepla – malý střední logaritmický teplotní rozdíl ΔT_{LM} vede k větší teplosměnné ploše A
 - velký teplotní rozdíl na vstupní straně způsobuje velké tepelné namáhání

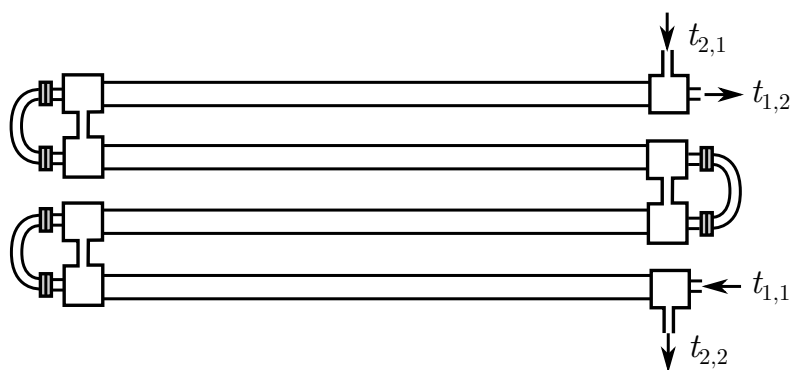


Obr. 2.1: Vzájemné proudění ve výměníku.

- využívá se v případě, že je některá z pracovních látek velmi citlivá na teplotu nebo při materiálovém omezení výměníku
 - protiproudý výměník (obr. 2.1b))
 - pracovní látky proudí paralelně, avšak opačným směrem
 - vysoce efektivní přestup tepla – větší ΔT_{LM} , menší A , nižší investiční náklady
 - rovnoměrná hnací síla pro přestup tepla po délce výměníku
 - s křížovým tokem (obr. 2.1c))
 - osy proudů pracovních látek jsou mimoběžné a svírají spolu pravý úhel
 - deskové kompaktní výměníky
 - se šikmým vzájemným tokem (obr. 2.1d))
 - osy proudů pracovních látek jsou mimoběžné a svírají spolu úhel menší nebo větší než 90°
 - s kombinovaným prouděním (obr. 2.1e))
 - kombinace zmíněných typů proudění
4. Podle účelu využití
- kondenzátor – kondenzace teplejšího proudu
 - výparník – vypařování chladnějšího média
 - chladič – chlazení teplejší tekutiny
 - ohřívák – ohřev chladnější pracovní látky
 - přehřívák – zvýšení teploty syté či přehřáté páry
 - topné těleso – ohřev vzduchu kolem topného tělesa
5. Podle konstrukčního provedení
- trubkový výměník tepla typu „trubka v trubce“
 - trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami
 - deskový výměník
 - regenerační výměník



Obr. 2.2: Konfigurace trubkového výměníku typu „trubka v trubce“ – příčný řez.



Obr. 2.3: Vícechodý dvoutrubkový výměník. Předloha z [1].

2.1.1 Rekuperační výměníky tepla

V rekuperačním výměníku jsou obě pracovní látky nepropustně odděleny stěnou tvořící teplosměnnou plochu, přes kterou dochází k přestupu tepelné energie. Na základě tvaru teplosměnné plochy se se rozlišují trubkové a deskové výměníky s nebo bez žebrovaných povrchů [4].

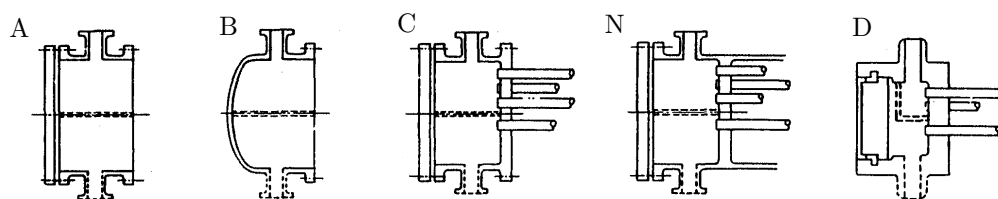
Trubkový výměník tepla typu „trubka v trubce“

Tento výměník, též označován jako dvoutrubkový z anglického slova doublepipe, se vyskytuje ve dvou konfiguracích:

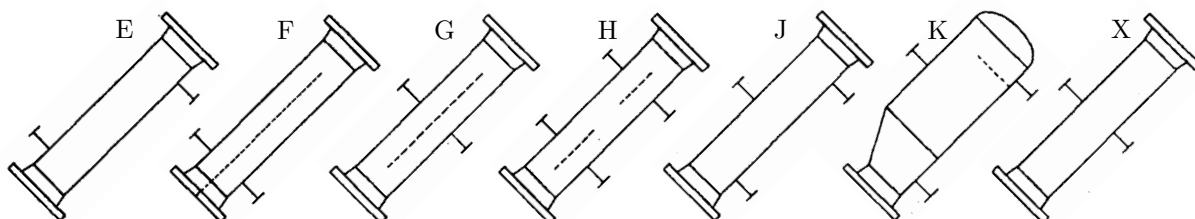
- jedna trubka v plášťové trubce, viz obr. 2.2a),
- skupina trubek v plášťové trubce, viz obr. 2.2b).

Obě konfigurace umožňují ideální souproudé nebo protiproudé uspořádání toku pracovních látek v jednom nebo více chodech. Vícechodý dvoutrubkový výměník se skládá z trubek ve tvaru U, viz obr. 2.3, které mohou být spojovány jak sériově, tak i paralelně [1].

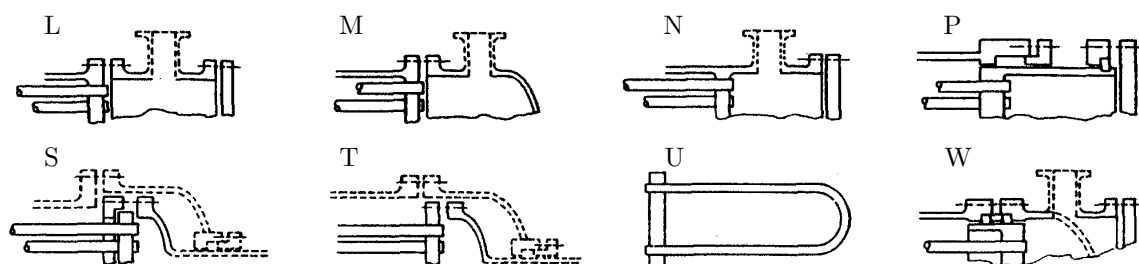
Tato zařízení se vyrábí ve velkém rozměrovém rozsahu a mohou pracovat i při vysokých pracovních tlacích. Používají se při nízkých průtocích, přičemž tepelné výkony se pohybují v desítkách až stovkách kilowatt. Jestliže není tepelný tok mezi médii dostatečně velký, vyrábí se vnitřní trubky s žebrováním, a to zejména na jejich vnějším povrchu, čímž dochází k navýšení teplosměnné plochy. Obecně se rozlišuje žebrování podélné, příčné či šroubovitě vinuté. Tato intenzifikovaná provedení se často vyskytují při výměně tepla mezi kapalinou a plynem, kde součinitel přestupu tepla je na straně kapaliny řádově vyšší [4].



Obr. 2.4: Typy předních komor [6].



Obr. 2.5: Typy plášťů [6].



Obr. 2.6: Typy zadních komor [6].

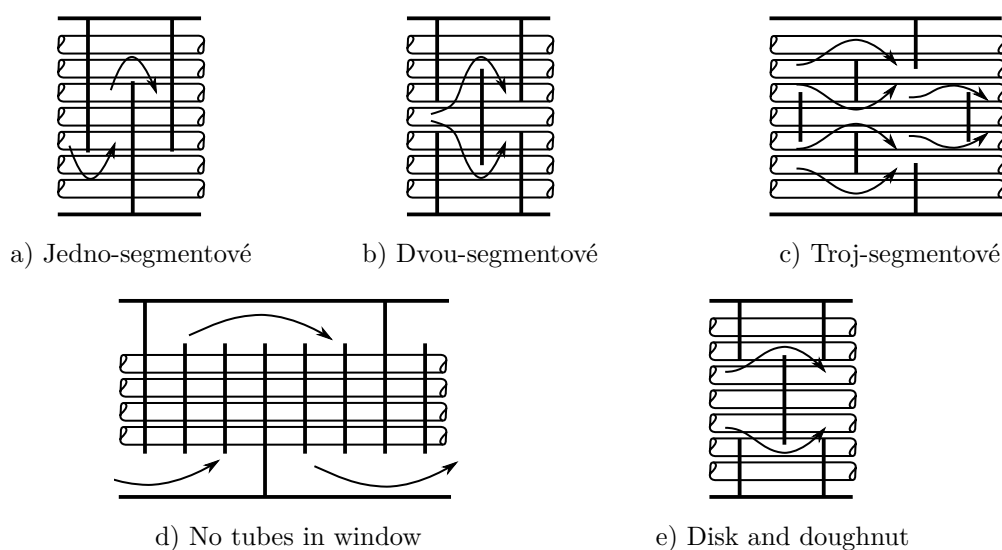
Trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami

Tento typ výměníku se též označuje jako plášťový a skládá se ze svazku trubek paralelně umístěných ve válcovém plášti, předního a zadního čela, přepážek a trubkovnic. Díky velké konstrukční variabilitě jednotlivých částí se jedná o nejpoužívanější tepelný výměník. Může pracovat i při libovolných pracovních tlacích a teplotách. Výkony těchto výměníků se pohybují v rámci stovek kilowatt až jednotek megawatt [3].

TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) rozlišuje tři třídy tepelných výměníků se segmentovými přepážkami, které specifikují návrh, výrobu a použité materiály [6]:

- třída R – zpracování ropy a souvisejících procesních aplikací,
- třída C – komerční a obecně procesní aplikace,
- třída B – chemické procesní služby.

TEMA dále specifikovala jednotlivá normalizovaná provedení plášťů, předních a zadních komor, která jsou jsou zobrazena na obr. 2.4 až 2.6. Díky této notaci se plášťové výměníky popisují kombinací tří písmen. Mezi nejčastější průmyslová provedení patří typy BEM, BEU a BES. První jmenovaný na rozdíl od zbývajících dvou nezajišťuje kompenzaci rozdílných teplotních dilatací trubkového svazku a pláště. Dále se plášťové výměníky



Obr. 2.7: Typy segmentových přepážek. Předloha z [4].

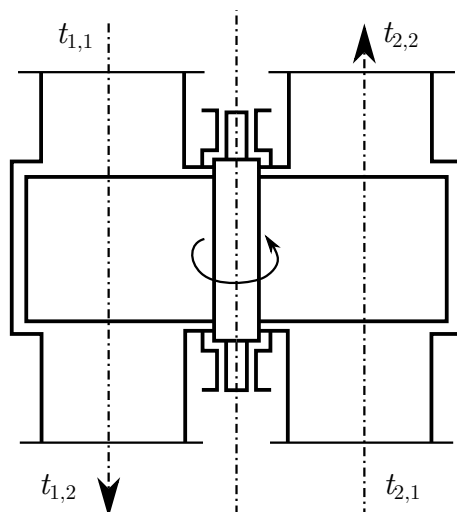
rozlišují podle zapojení pracovních látek – nejběžnějšími jsou konfigurace „1-N“ a „2-N“, kde první číslo udává počet chodů v plášti a druhé počet chodů v trubkovém prostoru. Ve většině případů je svazek jednostěnných trubek tvořen buď přímými trubkami nebo trubkami ve tvaru U. Výjimku tvoří jaderný průmysl, kde se z důvodu radioaktivních látek používají dvoustěnné trubky nejčastěji ve tvaru J nebo L [4]. Obdobně je tomu s pláštěm, který se u tepelných výměníků vystavených radioaktivnímu záření přizpůsobuje tvaru svazku trubek. V běžných procesech má plášť tvar válce a vyrábí se buď z kruhové trubky nebo válcovaných plechů.

Jako podpora trubek na jejich koncích slouží trubkovnice, která kromě svazku trubek drží i spojovací tyče, jejichž účelem je fixace uložení příčných deskových přepážek, které podpírají trubky po celé jejich délce. Tím dochází ke zmírnění vibrací a k usměrnění proudu v mezitrubkovém prostoru kolmo na svazek trubek. Díky tomuto příčnému proudění dochází ke zvýšení turbulence pracovní látky, a tím i k nárůstu součinitele přestupu tepla na vnější straně trubek, a k minimalizaci teplotních rozdílů a tepelných napětí mezi jednotlivými trubkami [4].

Jednotlivé typy příčných deskových přepážek jsou zobrazeny na obr. 2.7. Jedno- a dvou-segmentové přepážky se používají nejčastěji, protože jsou schopny zaručit maximální přenos tepla za podmínky minimálních rozměrů výměníku při dané tlakové ztrátě. Troj-segmentové přepážky a tzv. „no tubes in window“ se používají při malých tlakových ztrátách a přepážky typu „disk and doughnut“ lze nalézt u tepelných výměníků v jaderné energetice [4].

Druhou skupinu příčných přepážek tvoří přepážky tyčové, které též zmírňují vibrace trubkového svazku a zároveň zvyšují turbulenci pracovní látky v plášti, která však v tomto případě proudí paralelně s trubkami.

Další skupinu tvoří přepážky podélné, které usměrňují proud rovnoběžně s trubkami, aby se dosáhlo čistě souproudého nebo protiproudého proudění, a přepážky vinuté do šroubovice, které eliminují vibrace a snižují zanášení a tlakové ztráty [7].



Obr. 2.8: Regenerační výměník tepla. Předloha z [8].

Deskový výměník tepla

Deskové výměníky tepla se řadí mezi kompaktní, tj. jsou charakteristické velkým poměrem teplosměnné plochy k jejich zastavěnému objemu. Na rozdíl od trubkových tepelných výměníků nemohou pracovat při velmi vysokých tlacích [4]. Rozlišují se deskové výměníky s hladkými a s profilovými deskami. Výhodou prvních jmenovaných je rozměrová flexibilita konstrukce, nízké tlakové ztráty a nízká náchylnost k zanášení. Navíc vložením tzv. výplní lze intenzifikovat proudy.

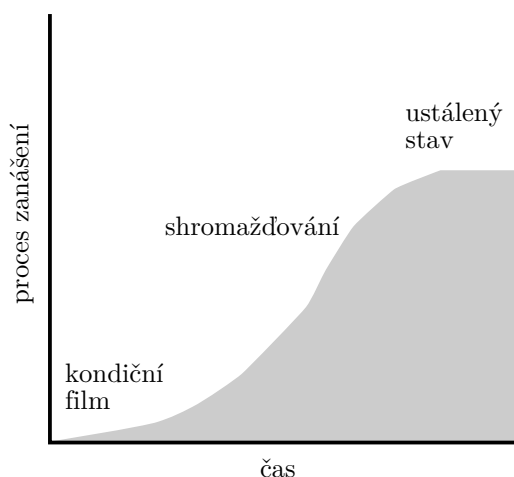
Deskové výměníky s profilovými deskami se rozlišují na základě konstrukčního provedení na těsněné, pájené, svařované nebo zhotovené kombinací předchozích způsobů. Nejznámější profilová deska je typu Chevron, kdy v případě menšího úhlu dochází k menším tlakovým ztrátám, ale i k poklesu součinitele přestupu tepla. Desky jsou převážně vyráběny z nerezových ocelí, avšak používají se i další legované slitiny či titan. Speciální materiály z oblasti tepelně odolných elastomerů (NBR, HNBR aj.) se používají k výrobě těsnění.

Mezi tuto skupinu výměníků také patří i spirálové a lamelové výměníky. První jmenovaný může pracovat s viskózními a znečištěnými látkami, přičemž nebude docházet k výraznému zanášení [4]. Lamelové výměníky pracují především v papírenském a chemickém průmyslu a vykazují čistě protiproudé uspořádání.

2.1.2 Regenerační výměníky tepla

Regenerační tepelné výměníky využívají akumulaci tepla do tzv. jádra či matrice. V průběhu topné periody se teplo z horkého proudu přijímá (akumuluje) a při vychlazovací periodě se z matrice uvolňuje a ohřívá studenou pracovní látku [9].

Literatura [1] rozlišuje regenerační výměníky s pevnou matricí a tzv. rotační regenerátory, které se dále dělí na diskového a bubnového typu. Rotační regenerační tepelné výměníky, viz obr. 2.8, pracují kontinuálně díky plynule se otáčející matici, která se převážně vyrábí z kovového nebo keramického materiálu.



Obr. 2.9: Fáze procesu zanášení. Předloha z [10].

2.2 Faktory ovlivňující provoz tepelného výměníku

Návrh a provoz výměníku tepla se realizuje na základě přenosové rovnice

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta \bar{T}, \quad (2.1)$$

kde A vyjadřuje teplosměnnou plochu, U je součinitel prostupu tepla a $\Delta \bar{T}$ označuje střední teplotní rozdíl.

Součinitel prostupu tepla významně ovlivňuje hodnota slabšího součinitele přestupu tepla a součinitel zanášení. Norma TEMA [6] detailně uvádí hodnoty součinitelů zanášení pro různé pracovní látky a provozní podmínky.

2.2.1 Zanášení

Zanášení vyjadřuje proces ukládání nepatřičného materiálu na plochu výměny tepla v průběhu provozování tepelného výměníku. Nejprve dojde ke vzniku kondičního filmu, který zpočátku působí pozitivně, protože zvyšuje turbulenci média, a tím i přestup tepla. Následně dochází k prudkému nárůstu nánosu, čímž se výrazně mění i účinnost přenosu tepla. V poslední fázi již k dalšímu usazování nedochází. Provoz v tomto ustáleném stavu je velmi neefektivní a vyžaduje vyčištění teplosměnné plochy. Fáze procesu zanášení zobrazuje obr. 2.9, přičemž rozvoj nánosu především ovlivňuje i geometrie, materiál a teplota plochy výměny tepla či rychlost toku pracovní látky a její termofyzikální vlastnosti.

Taborek a kol. [11, 12] rozlišuje několik mechanismů zanášení:

- sedimentační zanášení,
- zanášení způsobené chemickou reakcí,
- zanášení v důsledku koroze,
- biologické zanášení,
- vymrazování.

Pro případ partikulárního zanášení Jegla a kol. [13] vyvinuli model pro predikci mezní (limitní) rychlosti zanášení pevných částic, který při jejím dosažení zaručí, že se neusadí částice o určité velikosti.

2.2.2 Intenzifikace

Účelem intenzifikace je zvýšení tepelného výkonu výměníku za podmínky nepřekročení definovaných omezení – především tlakových ztrát a zastavěné plochy. Toho lze dosáhnout vhodnou úpravou na straně s menším součinitelem přestupu tepla nebo zvýšením teplosměnné plochy. Obecně lze tyto zásahy dělit na [14]:

- aktivní,
- pasivní.

První jmenované zvyšují turbulenci proudícího média, a tím i součinitel přestupu tepla, pomocí dodávky externí energie a rozlišují se na základě samotné realizace na: mechanické podpory, vibrace teplosměnné plochy, vibrace média, použití elektrostatického pole, rozrušení laminární podvrstvy přidáváním dalšího média či nasáváním.

Pasivní metody na rozdíl od aktivních nevyužívají žádnou externí energii. Pouze určitými způsoby zasahují do velikosti teplosměnné plochy a součinitele přestupu tepla, čímž dochází k navýšení investičních nákladů, nikoli však těch provozních. To vede k jejich častějšímu využití v průmyslové praxi. Obecně lze pasivní metody rozdělovat na metody založené na:

- umělém narušení tvaru teplosměnné plochy – vířiče,
- zvýšením drsnosti plochy výměny tepla – důlkování,
- zvýšením velikosti teplosměnné plochy – žebrování.

V trubkovém prostoru lze vyššího tepelného výkonu dosáhnout použitím vnitřního žebrování nebo vířiči typu zkrouceného drátu či pásku nebo kartáče. Mezitrubkový prostor se intenzifikuje buď žebrováním z vnější strany trubek nebo změnou turbulence. Použití vnějšího žebrování (tvaru L, U a I) se používá u trubkových výměníků typu „trubka v trubce“. Pro výměníky se segmentovými přepážkami je velice obtížně uskutečnitelná, proto se v tomto případě zasahuje do turbulence pracovního média, a to vhodnou úpravou přepážkového systému. V současnosti se používá šroubovicový přepážkový systém, který vyvinul Ing. Němčanský. Mezi jeho výhody navíc patří i menší tlakové ztráty a nižší tendence k zanášení či eliminace vibrací trubkového svazku [14].

3 Vibrace vyvolané prouděním

Literatura [15] uvádí, že vibrace způsobené prouděním tekutiny kolem uvažovaného tělesa je jev spojený s interakcemi mezi setrvačnými a dynamickými silami dané tekutiny a tlumením a elastickými silami ve struktuře. Tento jev má za následek zvyšování napětí v místech s odebranými stupni volnosti, které vede k poškození a následnému meznímu stavu součásti, stroje či zařízení [2].

Současný stav poznání rozděluje faktory ovlivňující vibrace vyvolané prouděním tekutiny do třech skupin [16]. První z nich jsou faktory, které se vztahují k vlastnostem pracovní látky:

- rychlost proudění v ,
- dynamická viskozita η ,
- hustota ρ ,
- intenzita turbulence I ,
- součinitel přestupu tepla α .

Druhou skupinu tvoří faktory vztahující se k pevné struktuře obtékaného tělesa a jeho geometrii:

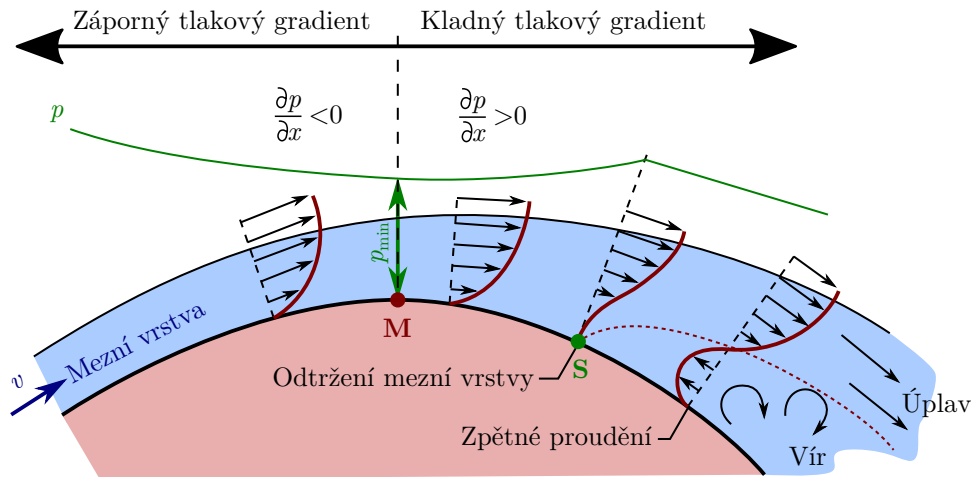
- materiálové charakteristiky (modul pružnosti E , Poissonovo číslo μ),
- rozměry struktury,
- drsnost povrchu,
- vazby (okrajové podmínky),
- tepelná vodivost,
- uspořádání trubkového svazku a rozteč mezi trubkami.

Pracovní podmínky, tj. tlak a teplota, pracovní médium, náchylnost ke korozi aj., tvoří poslední skupinu označovanou jako faktory procesní. Všechny tyto okolnosti více či méně poznamenávají danou interakci mezi tekutinou a strukturou, přičemž platí, že čím méně faktorů se zanedbá, tím reálnější výsledky se obdrží.

3.1 Obtékání trubky kruhového průřezu

Jestliže se do proudící tekutiny vloží libovolné těleso, dojde k jejich vzájemné interakci. Těleso začne klást odpor proudu uvažované pracovní látky, a ta na něj naopak bude působit silami a momenty, které jej budou deformovat. Celkový odpor lze rozdělit na odpor třecí, který způsobuje viskozita tekutiny a je dán integrálem tečných sil po povrchu, a odpor tlakový, který způsobuje nesymetrické rozložení tlaku na povrchu tělesa [17]. Na základě dominantní složky lze rozlišovat:

- tělesa s dominantním třecím odporem – ocasní plochy letadel,
- tělesa s dominantním tlakovým odporem – deska kolmo orientovaná k proudu,
- tělesa s kombinací obou složek – koule, elipsoidy, válce.



Obr. 3.1: Proudění v okolí bodu odtržení. Předloha z [17].

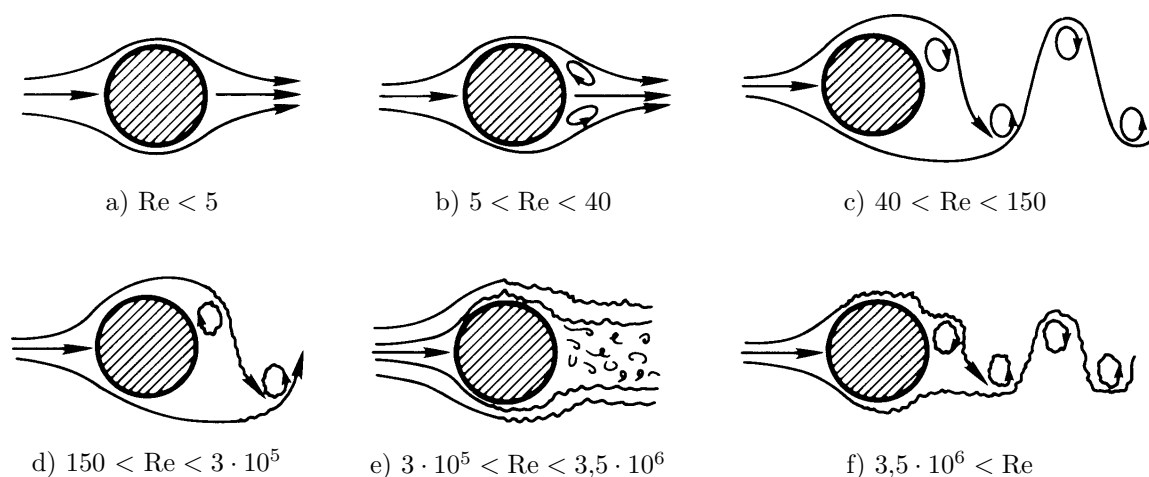
Nesymetrické rozložení tlaku je patrné na obr. 3.1, který současně zobrazuje i odtržení mezní vrstvy a vznik úplavu a vírů. Proudí-li kapalina kolem zaobleného tělesa, velikost rychlosti se v jednotlivých místech povrchu mění. Maximální hodnoty dosahuje v bodě M, kde nastává zhuštění proudnic. Se změnou rychlosti se na základě Bernoulliho rovnice mění i velikost tlaku, ten v místě M dosahuje hodnoty minimální. Za tímto bodem opět dochází k nárůstu tlaku, což společně s třecími silami na povrchu tělesa vede ke snižování rychlosti. Bod, ve kterém svírá rychlostní profil se stěnou tělesa pravý úhel, dochází k odtržení mezní vrstvy, viz obr. 3.1, a následnému vzniku zpětného proudění [18]. Pozice tohoto bodu S závisí na charakteru proudění v mezní vrstvě – laminární či turbulentní, kdy při přechodu na druhý zmiňovaný stav se tento bod posouvá dozadu. To současně vede ke zmenšení úplavu a odporu [17].

Víry jsou periodicky uvolňovány za tělesem z obou stran a tvoří asymetrický vzor toku (Kármánova vírová stezka). Tomuto jevu se říká vírové uvolňování a popisují jej dvě bezrozměrná čísla – Reynoldsovo (3.1) a Strouhalovo (3.2), kde D značí hydraulický průměr, v vyjadřuje rychlost proudění tekutiny, η její dynamickou viskozitu, ρ její hustotu a veličina f_{vs} je frekvence vírového uvolňování [19].

$$\text{Re} = \frac{vD\rho}{\eta} \quad (3.1)$$

$$\text{St} = \frac{f_{vs}D}{v} \quad (3.2)$$

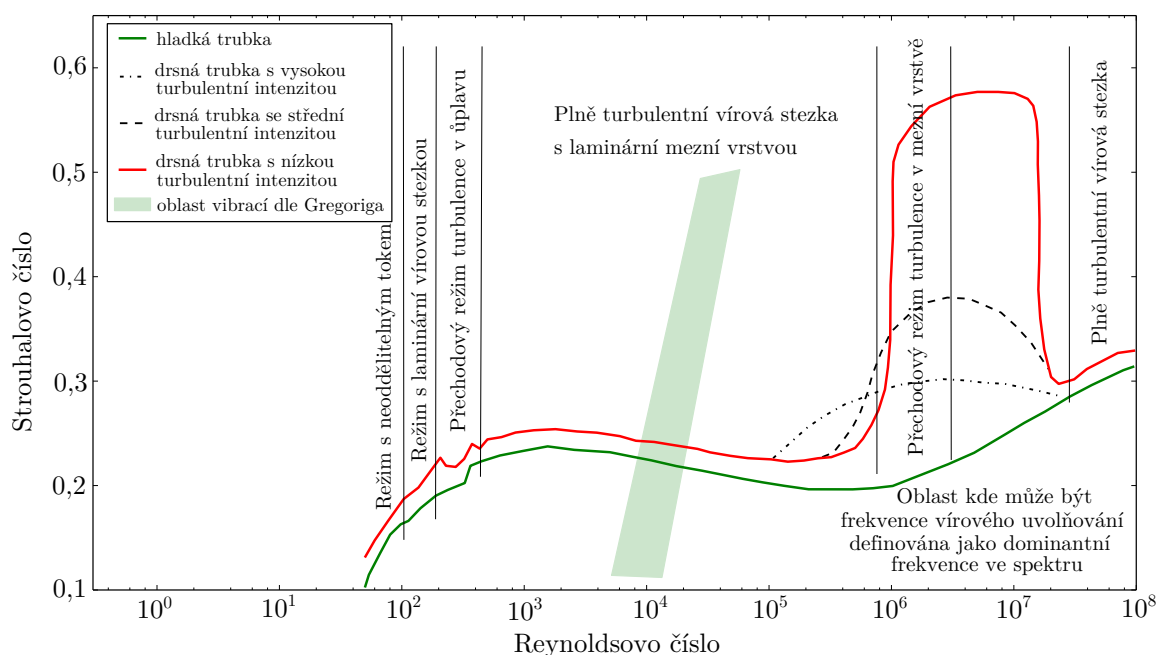
Speciálně při obtékání válcového tělesa se vírové uvolňování vyskytuje v různých režimech toku, které lze rozlišovat na základě Reynoldsova čísla, viz obr. 3.2. Při malých rychlostech, kdy Reynoldsovo číslo je menší než 5, se vyskytuje režim s neoddělitelným tokem. Po překročení této hodnoty se vytvoří stabilní dvojice Föpplových vírů v úplavu, viz obr. 3.2b), které se s dalším zvyšováním Reynoldsova čísla začínají odtrhávat a vytvářet laminární vírovou stezku, viz obr. 3.2c), a následně plně turbulentní vírovou stezku, viz obr. 3.2d). Jestliže Reynoldsovo číslo dosáhne hodnoty $3 \cdot 10^5$, tak se dosud laminární



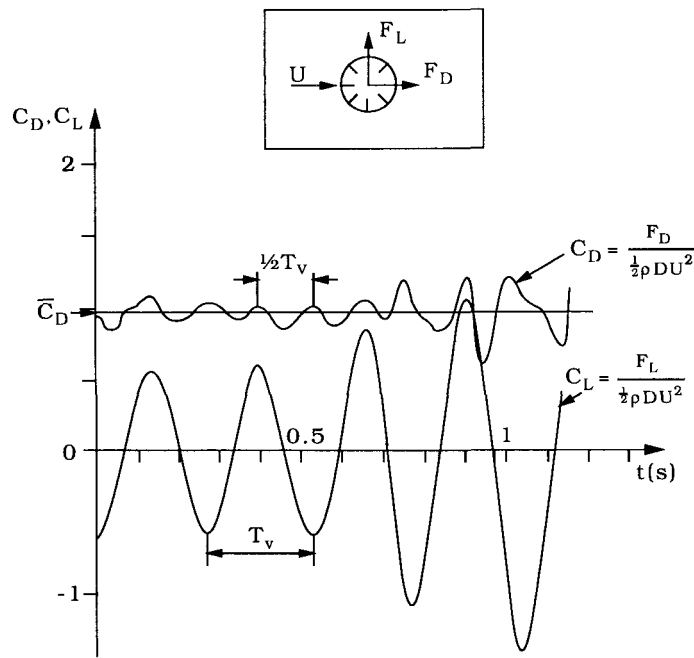
Obr. 3.2: Režimy toku vírového uvolňování v závislosti na Reynoldsově čísle. Převzato z [20].

podvrstva začne měnit na turbulentní a bod odtržení mezní vrstvy se posouvá dozadu ve směru proudu. To vede již ke zmíněnému zmenšení úplavu, který je až do Reynoldsova čísla $3,5 \cdot 10^6$ narovnaný a chaotický, viz obr. 3.2e). Následným zvýšením rychlosti proudící tekutiny, a tím i Reynoldsova čísla, se opět vytvoří turbulentní vírová stezka – obr. 3.2f).

Experimenty související s obtékáním válcového tělesa prokázaly vzájemný vztah mezi bezrozměrnými čísly Re a St . Například literatura [21] při tzv. subkritickém režimu toku ($300 < Re < 3 \cdot 10^5$ [22]) vznikajícím za hladkou trubkou uvádí přibližně konstantní hodnotu Strouhalova čísla 0,2. Hodnota Strouhalova čísla je ovšem na rozdíl od Reynoldsova čísla velmi závislá na drsnosti povrchu [23]. Tuto skutečnost zobrazuje obr. 3.3, jehož součástí je i oblast, ve které při prováděných experimentech docházelo k poškození trubkového svazku vlivem vibrací [24].



Obr. 3.3: Závislost Strouhalova a Reynoldsova čísla. Převzato z [16].



Obr. 3.4: Oscilace součinitele odporu a vztlaku. Převzato z [22].

3.1.1 Součinitel odporu a vztlaku

Obecně při obtékání těles působí tekutina na strukturu silou a momentem, které lze rozložit do třech vzájemně kolmých směrů. Silové složky se nazývají odpor F_x , vztlak F_y a boční síla F_z . Obdobně výsledný moment působící na těleso se skládá z momentu klonivého M_x , zatáčivého M_y a klopivého M_z [17].

V případě symetrického obtékání tělesa, např. trubky kruhového průřezu, jsou některé z těchto složek nulové a k úplnému popisu silového působení tak stačí definovat pouze sílu rovnoběžnou se směrem pohybu proudící tekutiny a sílu kolmou k danému směru. První jmenovaná se též nazývá odporová síla F_D a druhá vztlaková F_L , přičemž jejich velikosti jsou dány vztahy [25]

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho v^2 A_s, \quad (3.3)$$

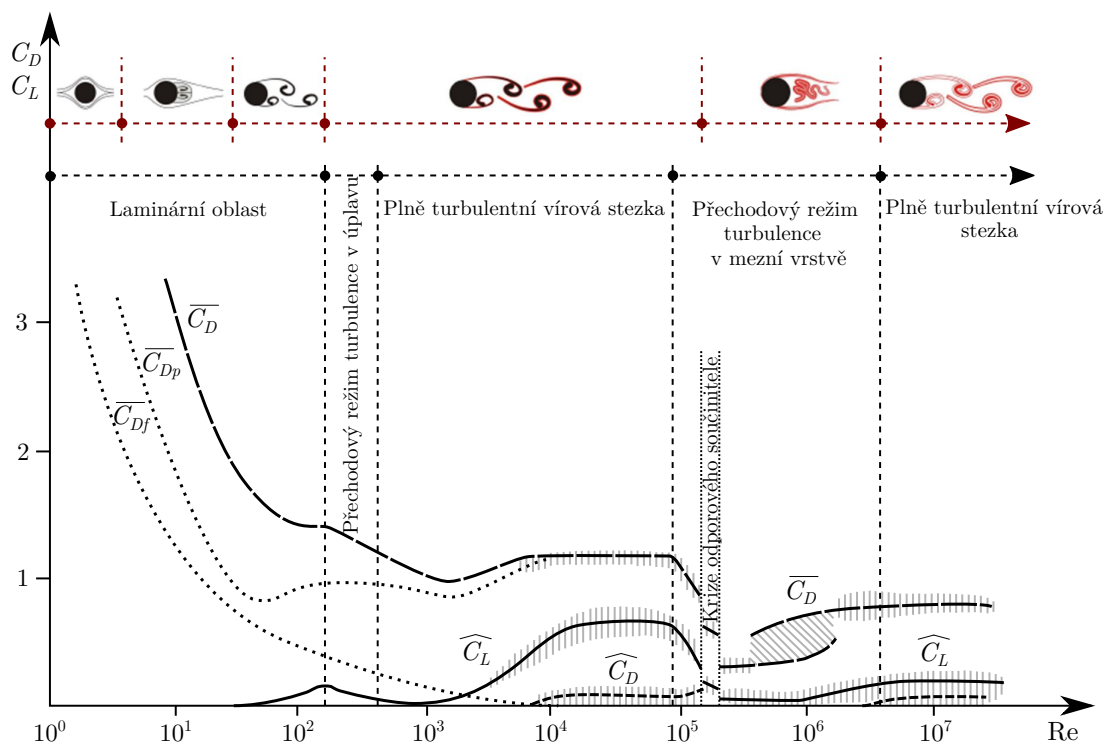
$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho v^2 A_s, \quad (3.4)$$

kde C_D , resp. C_L je odporový, resp. vztlakový součinitel, ρ značí hustotu tekutiny a v její rychlost. Veličinou A_s se značí obsah příčné plochy obtékaného tělesa.

Časový průběh součinitelů, a tím i odpovídajících sil, zobrazuje obr. 3.4, kde čas T_v definuje periodu vytvářejících se vírů. Hodnota frekvence oscilace vztlakové síly odpovídá frekvenci vírového uvolňování f_{vs} , kdežto frekvence síly odporové nabývá hodnoty dvojnásobné.

Velikost odporového součinitele při obtékání dlouhého válcového nebo kulového tělesa lze podle Ossena pro $Re \ll 1$ stanovit pomocí rovnice [26]

$$C_D = \frac{4\pi}{Re \left[\ln \left(2 \frac{L}{D} \right) - 0,72 \right]} \quad \text{nebo} \quad C_D = \frac{8\pi}{Re \cdot \log \left(\frac{7,4}{Re} \right)}. \quad (3.5)$$



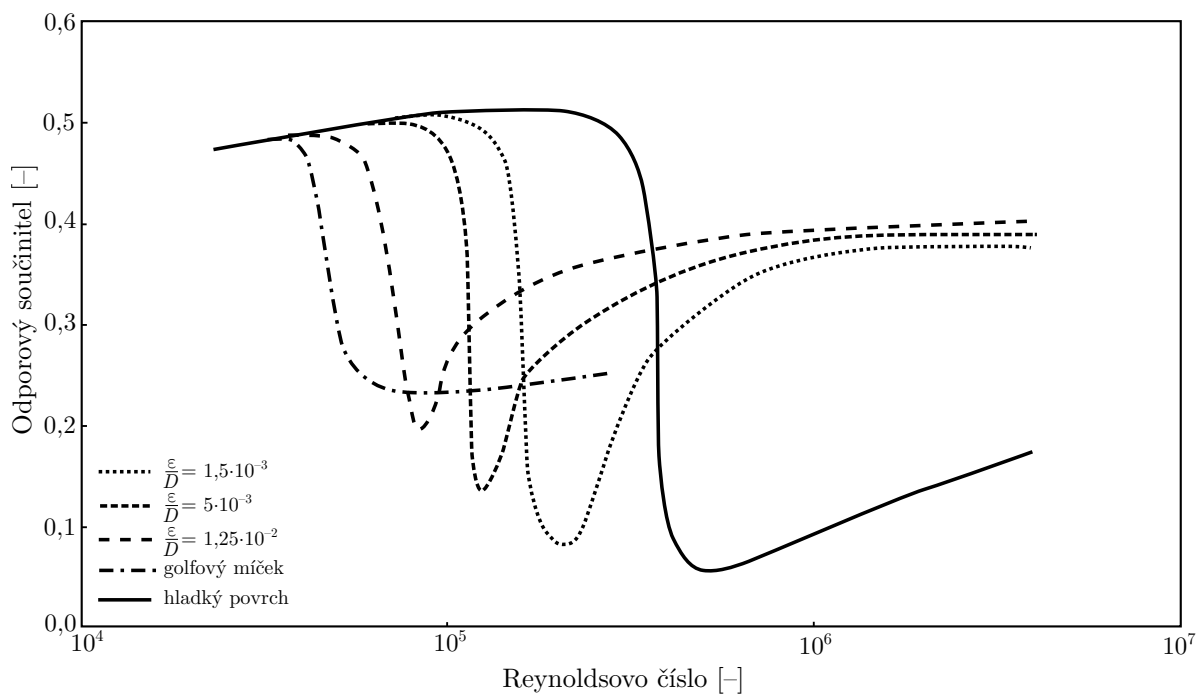
Obr. 3.5: Součinitel odporu a vzlaku v závislosti na Reynoldsově čísle. Předloha z [27].

Pro vyšší Reynoldsova čísla se uskutečnila řada experimentů, na jejichž základě vznikl obr. 3.5, který pro trubku kruhového průřezu kromě střední hodnoty odporového součinitele $\overline{C_D}$ zobrazuje i jeho fluktuaci $\widehat{C_D}$ a fluktuaci součinitele vzlaku $\widehat{C_L}$ napříč všemi výše zmíněnými režimy toků [27]. Veličina $\overline{C_{Dp}}$, resp. $\overline{C_{Df}}$, vyjadřuje časově zprůměrovaný příspěvek odporového součinitele od tlakového, resp. třecího, odporu. Z obr. 3.5 je též patrné, že se zvyšujícím Reynoldsovým číslem se příspěvek od třecího odporu zanedbává a součinitel odporu převážně tvoří odpor tlakový. Za zmínku stojí i tzv. krize odporového součinitele, kdy vlivem změny charakteru proudění v mezní vrstvě dochází k jeho prudkému poklesu.

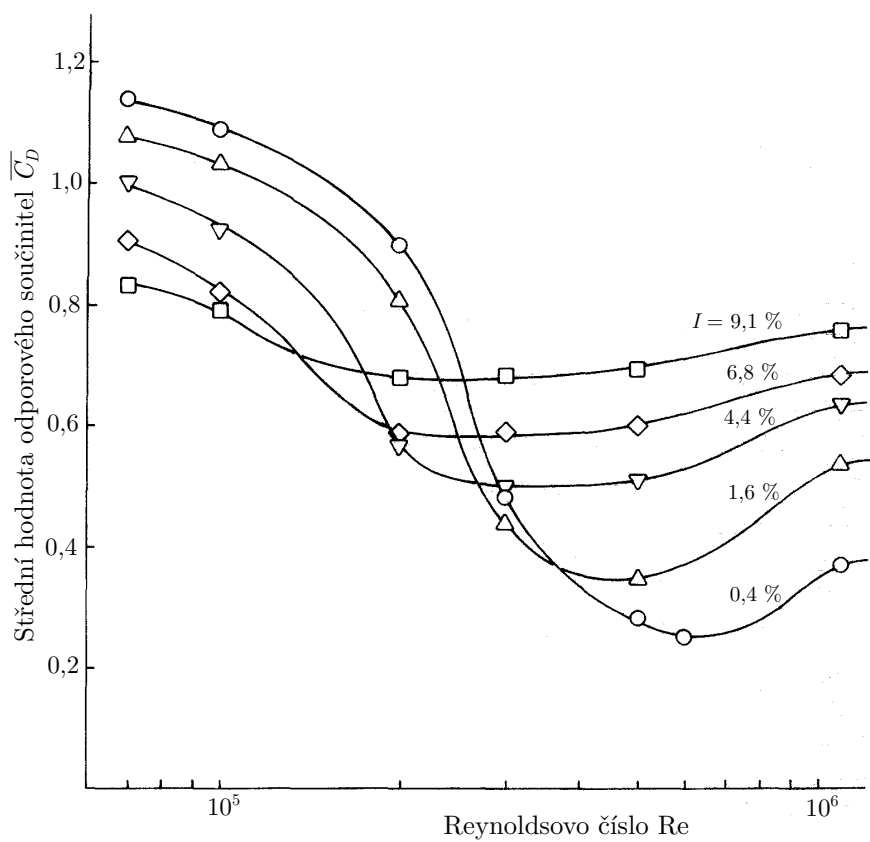
Ovlivňující faktory

V různých literaturách se hodnoty obou součinitelů často liší z důvodu vysoké citlivosti i na malé rozruchy toku [28]. Současně platí, že jejich hodnoty značně závisí na drsnosti povrchu či intenzitě turbulence. Vliv drsnosti povrchu obtékaného tělesa kulového tvaru na odporový součinitel znázorňuje obr. 3.6. Z jednotlivých křivek je patrné, že s rostoucí absolutní drsností ε nastává krize odporového součinitele při nižším Reynoldsově čísle.

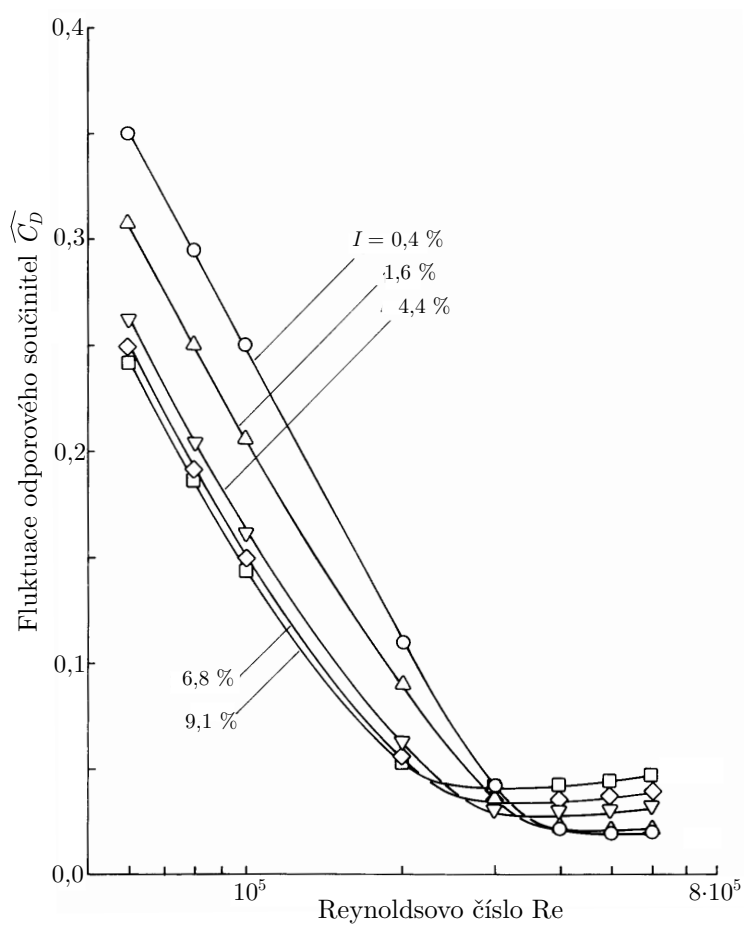
Vliv intenzity turbulence I na jednotlivé součinitele v rozsahu $Re \in \langle 10^5; 10^6 \rangle$ systematicky studovali Cheung a Melbourne [29]. Výsledné závislosti, které se na základě jejich výzkumu obdržely, jsou zobrazeny v následujících obrázcích. Z obr. 3.7 lze vidět, že při nižší intenzitě turbulence dochází k výraznějšímu poklesu střední hodnoty odporového součinitele $\overline{C_D}$. Obr. 3.8 a obr. 3.9 vyjadřují vliv intenzity turbulence v rozsahu od 0,4 % do 9,1 % na fluktuaci součinitele odporu i vzlaku. Z těchto závislostí je zřejmé, že při dosažení Reynoldsova čísla $3 \cdot 10^5$ významně klesne oscilace obou součinitelů.



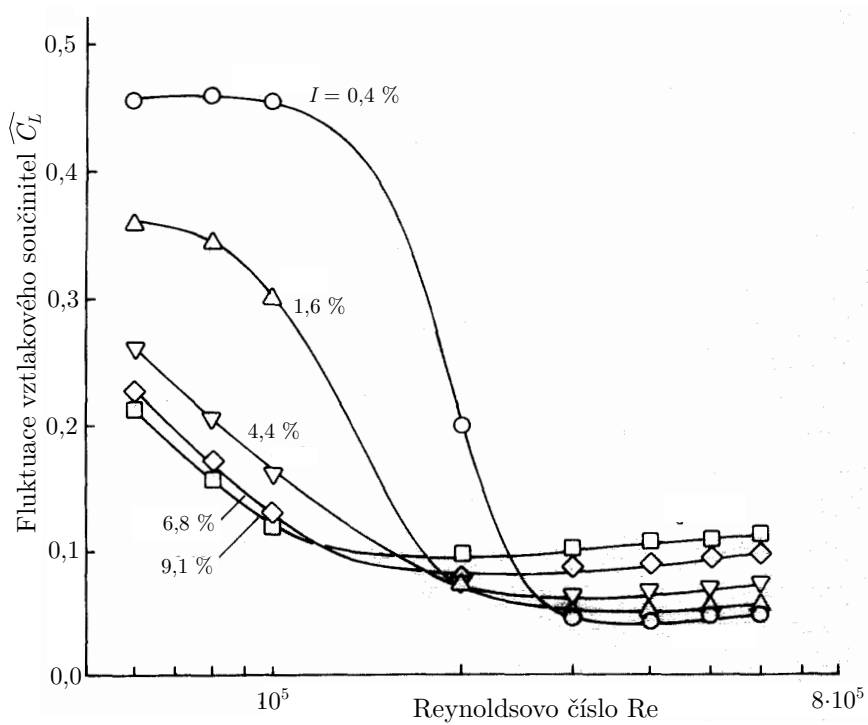
Obr. 3.6: Vliv drsnosti povrchu na součinitel odporu. Předloha z [16].



Obr. 3.7: Vliv intenzity turbulence na střední hodnotu součinitele odporu. Převzato z [29].



Obr. 3.8: Vliv intenzity turbulence na fluktuaci odporového součinitele. Převzato z [29].



Obr. 3.9: Vliv intenzity turbulence na fluktuaci vztlakového součinitele. Převzato z [29].

3.1.2 Bezrozměrná amplituda kmitu

Oscilující vztlaková a odporová síla působící při vírovém uvolňování na trubku kruhového průřezu způsobí periodický pohyb struktury ve směru obou účinkujících sil. Amplituda ve směru příčném k proudění dosahuje vyšší hodnoty, a tudíž je obecně významnější měření kmitání v tomto směru. Jednou z charakteristických veličin oscilace trubky je tzv. bezrozměrná amplituda kmitu $\frac{A}{D}$, jejíž hodnotu lze odhadnout pomocí následujících vztahů [30–32]

$$\frac{A}{D} = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{2D} \approx \log(0,41 \cdot \text{Re}^{0,36}), \quad (3.6a)$$

$$\frac{A}{D} = \frac{1,29\gamma}{\left[1 + 0,43(2\pi\text{St}^2C_n)\right]^{3,35}}, \quad (3.6b)$$

$$\frac{A}{D} = \frac{0,32\gamma}{\left[0,06 + (2\pi\text{St}^2C_n)^2\right]^{\frac{1}{2}}}, \quad (3.6c)$$

$$\frac{A}{D} = \frac{0,07\gamma}{(1,9 + C_n)\text{St}^2} \left[0,3 + \frac{0,72}{(1,9 + C_n)\text{St}}\right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3.6d)$$

kde γ je bezrozměrný modální faktor a C_n značí redukovanou rychlost.

3.2 Mechanismy vibrací

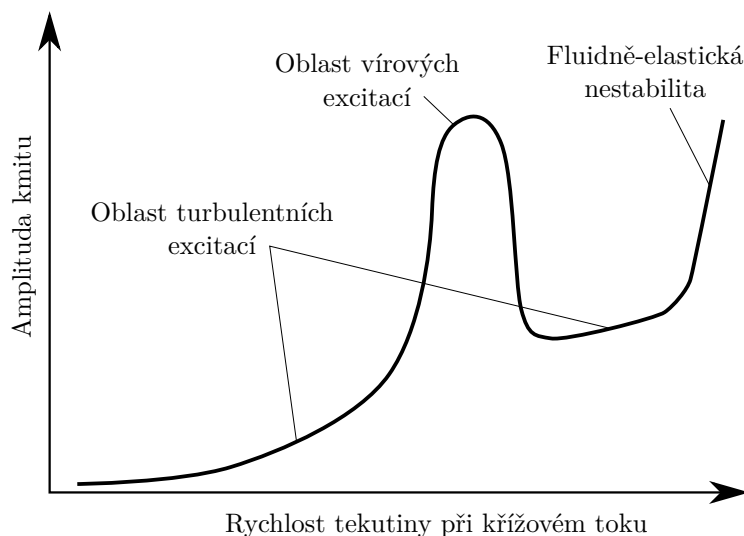
Literatura [6] rozlišuje čtyři základní mechanismy vibrací vyvolaných prouděním tekutiny kolem trubky:

- vírová excitace,
- turbulentní excitace,
- fluidně-elastická nestabilita,
- akustická rezonance.

Na základě zkušeností a provedených experimentů byla vytvořena tab. 3.1, která informuje o pravděpodobnosti výskytu jednotlivých mechanismů vibrací v případě kapaliny i vzdušiny. Symbol \circ vyjadřuje velmi malou šanci výskytu, kdežto znak \bullet značí vysoké riziko. Možný výskyt následně charakterizuje hvězdička $*$. Hodnocení vibrací se v dnešní době ve většině případů provádí podle metodiky publikované v literaturách [6, 33, 34]. Na základě tohoto postupu se nejdříve určí frekvence vírového uvolňování a vlastní frekvence

Tab. 3.1: Pravděpodobnost výskytu mechanismů vibrací osamoceně trubky [35, 36].

Tekutina	Vírová excitace	Turbulentní excitace	Fluidně-elastická nestabilita	Akustická excitace
Kapalina	\circ	\bullet	\bullet	\circ
Vzdušina	\circ	$*$	$*$	\circ



Obr. 3.10: Vibrační odezva v závislosti na rychlosti proudění tekutiny. Předloha z [34].

kontrolované struktury. Následně se stanovení amplitudy kmitu trubky, která se porovnává s dovolenou hodnotou. Nevýhodou této metodiky je, že se obdrží pouze informace o výskytu či nepřítomnosti vibrací nikoli detailnější popis únavového poškození.

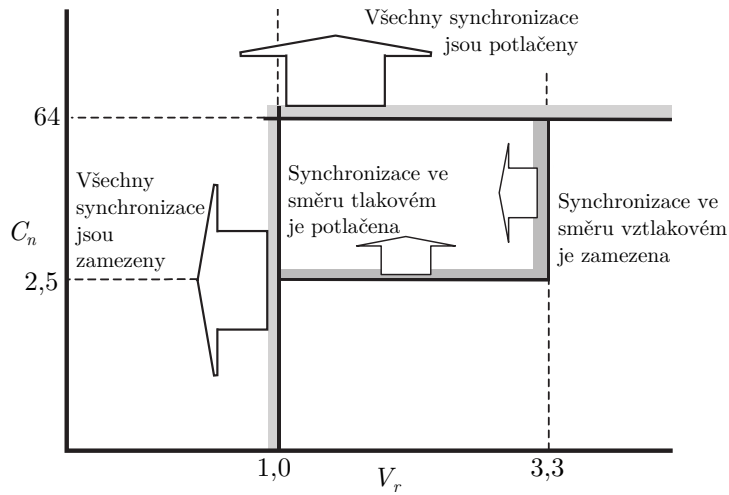
Velikost amplitudy kmitu trubky při křížovém toku tekutiny je významně ovlivněna právě rychlostí daného proudění, viz obr. 3.10. Z této závislosti je zřejmé, že k výrazné vibrační odezvě dochází při vírové excitaci a v oblasti fluidně-elastické nestability, což vede k poškození struktury v řádech minut či hodin [33].

3.2.1 Vírová excitace

K vírové excitaci dochází, jestliže se frekvence vírového uvolňování f_{vs} přiblíží vlastní frekvenci obtékané trubky f_n . Tento jev se též označuje jako uzamknutí nebo-li lock-in [37]. Amplituda kmitu z důvodu rezonance dosahuje nejvyšších hodnot, viz kapitola 3.1.2, čímž dochází k výraznému namáhání, které vede k velkému riziku poškození struktury trubky. K uzamknutí dochází jak ve směru příčném na proudění (cross-flow vibration), tak i ve směru paralelním (in-line vibration), který se však díky menší velikosti kmitů často zanedbává (především u plynů z důvodu malé hustoty). Oblasti, ve kterých se tyto typy uzamknutí již nevyskytují, lze definovat pomocí dvou parametrů [38] – redukované rychlosti V_r vyjádřené rovnicí (3.7) a redukovaného tlumení C_n dle vztahu (3.8), kde w_0 vyjadřuje efektivní hmotnost trubky na jednotku délky a δ značí logaritmický útlum. Grafické znázornění jednotlivých oblastí lze vidět na obr. 3.11. Literatura [25] uvádí, že k uzamknutí dochází při redukované rychlosti $V_r \in \langle 5; 7 \rangle$. V rámci tohoto intervalu se víry neuvolňují podle frekvence obdržené ze Strouhalova čísla (3.2), ale vznikají s frekvencí, která je rovna vlastní frekvenci obtékané struktury (trubky).

$$V_r = \frac{v}{f_n D} \quad (3.7)$$

$$C_n = \frac{4\pi w_0 \delta}{\rho D^2} \quad (3.8)$$



Obr. 3.11: Rozsah zamezení a potlačení synchronizace. Převzato z [38].

V souladu s intervalem uzamknutí literatura [39] uvádí kritérium k zamezení rezonance vírového uvolňování podle Pettigrewa a Gormana [40], které se vyjadřuje nerovnicí

$$\frac{f_n D}{v} > 2 \cdot St, \quad (3.9)$$

k jejímuž splnění dojde, jestliže redukovaná rychlost bude menší než 2,5. S jiným kritériem přišel Au-Yang [41], který tvrdí, že ke stavu rezonance nedojde, jestliže Strouhalovo číslo nabude hodnoty menší než 20 % redukované frekvence $\frac{f_n D}{v}$

$$\frac{f_n D}{v} < 0,2 \cdot St, \quad (3.10)$$

což nastane při redukované rychlosti větší než 25.

K zamezení vírové excitace přistupuje i TEMA [6], které doporučuje, aby maximální amplituda vyvolaná vírovým uvolňováním splnila nerovnost

$$y_{vs} \leq 0,02D, \quad (3.11)$$

kde y_{vs} značí amplitudu uprostřed trubky pro první mód oscilace, přičemž její hodnota lze vypočítat vztahem

$$y_{vs} = \frac{C_L \rho D v^2}{2\pi^2 \delta f_n^2 w_0}. \quad (3.12)$$

Z podmínky (3.11) vychází i literatura [34], která k zajištění nerezonančního stavu a následného poškození přistupuje přes kontrolu kritické rychlostí vírových excitací. Naopak literatura [33] k predikci vírové excitace srovnává vlastní frekvenci struktury trubky a frekvenci vírového uvolňování.

3.2.2 Turbulentní excitace

Tento druh vibrací vzniká ve velmi širokém pásmu frekvencí za podmínky turbulentního proudění. Periodicky vznikajícím silám se tudíž prakticky nelze vyhnout. Avšak na rozdíl

od vírové excitace nedochází k významně velkým amplitudám kmitů trubky. Nebezpečí poškození struktury vzniká většinou po určité době z důvodu vysokocyklické únavy [34].

TEMA [6] stejně jako v předešlém případě doporučuje, aby amplituda, tentokrát při turbulentní excitaci, byla menší než doporučená maximální, která je rovna 2 % průměru trubky

$$y_{tb} \leq 0,02D, \quad (3.13)$$

kde y_{tb} vyjadřuje největší dosaženou hodnotu amplitudy trubky při turbulentní excitaci, jež je dána vztahem

$$y_{tb} = \frac{C_L \rho D v^2}{8\pi \delta^{\frac{1}{2}} f_n^{\frac{3}{2}} w_0} \quad (3.14)$$

a současně udává vztah pro výpočet frekvence kmitání trubkového svazku při tomto druhu vibrací

$$f_{tb} = \frac{v}{D x_l x_t} \left[3,05 \cdot \left(1 - \frac{1}{x_t} \right)^2 + 28 \right], \quad (3.15)$$

kde x_l , resp. x_t , je poměr podélné, resp. příčné, rozteče trubek k jejich průměru.

Literatura [34] uvádí vzorce pro výpočet amplitudy trubky zohledňující vybraný počet vlastních tvarů a doporučuje, aby její hodnota nepřekročila tzv. kritickou amplitudu založenou na opotřebení a očekávané délce životnosti materiálu. Tato hodnota by měla být menší než 2 % průměru trubky, aby se předešlo jejímu porušení v kratším časovém intervalu. V případě, že hodnotu kritické amplitudy neznáme, měl by být splněn alespoň vztah

$$\frac{A_{\max}}{D} \leq 0,01. \quad (3.16)$$

Porovnání frekvence turbulentní excitace a vlastní frekvence struktury trubky používá k hodnocení a zajištění nerezonančního stavu literatura [33].

3.2.3 Fluidně-elastická nestabilita

Fluidně-elastická nestabilita nastává při vysokých rychlostech proudícího média a projevuje se velkými amplitudami kmitů trubek, které následně velmi výrazně ovlivňují interakci mezi strukturou a tekutinou [34]. Jedná se o nejnebezpečnější mechanismus vibrací a je v mnoha případech příčinou porušení trubek a následného neprovozuschopnosti tepelného výměníku [16].

TEMA [6] definuje tzv. kritickou rychlost proudění tekutiny, při níž začne s rostoucí velikostí docházet k vibracím s nepříjemně velkými amplitudami, které v rámci krátkého časového intervalu způsobí nefunkčnost daného zařízení.

Další možnost predikce těchto vibrací poskytuje literatura [34], která definuje poměr stability K^* , jenž vyjadřuje riziko výskytu fluidně-elastické nestability.

3.2.4 Akustická rezonance

K akustické rezonanci může dojít při vírové či turbulentní excitaci, jestliže se jejich frekvence shoduje s vlastní frekvencí prostoru f_a , ve kterém se tekutina pohybuje. Doprovází ji hlasitá akustická odezva a dochází k rychlému poškození struktury materiálu [34].

TEMA [6] definuje tři podmínky a říká, že akustická rezonance může nastat, jestliže je alespoň jedna z těchto tří podmínek splněna.

$$0,8f_{vs} < f_a < 1,2f_{vs} \quad \text{nebo} \quad 0,8f_{tb} < f_a < 1,2f_{tb} \quad (3.17)$$

$$v > f_a D (2x_l - 1) \quad (3.18)$$

$$v > \frac{f_a D}{St} \quad \text{a současně} \quad \frac{Re}{St x_l \left(1 - \frac{1}{x_l}\right)} \quad (3.19)$$

Hodnota akustické frekvence se stanoví na základě stojaté vlny pomocí vztahu [39]

$$f_a = \frac{nC}{2l} \quad \text{pro} \quad n = 1, 2, 3, \dots, \quad (3.20)$$

kde l vyjadřuje délku analyzované trubky, n značí n -tý vlastní tvar a C je rychlost zvuku v proudící tekutině, jež je dána vztahem

$$C = \sqrt{\frac{gZ\kappa RT}{M_g}}, \quad (3.21)$$

kde Z je kompresibilní faktor, κ Poissonova konstanta, R molární plynová konstanta, T teplota tekutiny v kelvinech a M_g vyjadřuje molární hmotnost pracovního média.

V případě, že se v uvažovaném prostoru vyskytuje více trubek, např. u tepelných výměníků se segmentovými přepážkami, dochází k poklesu rychlosti zvuku v tekutině. Toto snížení závisí zejména na tuhosti trubkového uspořádání σ a případně na vlivu hmotnostního koeficientu C_m . Pro většinu trubkových svazků však platí $C_m = 1$. Pro tuto skutečnost Parker [42] a Burton [43] vytvořili vztahy (3.22) a (3.23), které definují tzv. efektivní rychlost zvuku C_{eff} , a Blevins [32] formuloval rovnice pro tuhosti trubkových uspořádání, viz rovnice (3.24).

$$C_{eff} = \frac{C}{\sqrt{1 + \sigma}} \quad - \quad \text{Parker} \quad (3.22)$$

$$C_{eff} = \frac{C}{\sqrt{1 + C_m \sigma}} \quad - \quad \text{Burton} \quad (3.23)$$

$$\sigma = 0,9069 \left(\frac{D}{r}\right)^2 \quad \dots \text{pro } 30^\circ \text{ a } 60^\circ \text{ uspořádání} \quad (3.24a)$$

$$\sigma = 0,7853 \left(\frac{D}{r}\right)^2 \quad \dots \text{pro } 90^\circ \text{ uspořádání} \quad (3.24b)$$

$$\sigma = 1,5702 \left(\frac{D}{r}\right)^2 \quad \dots \text{pro } 45^\circ \text{ uspořádání} \quad (3.24c)$$

4 Vibrace trubkového svazku

Stejně jako u osamocené trubky rozlišujeme u trubkového svazku čtyři mechanismy vibrací: vírová excitace, turbulentní excitace, fluidně-elastická nestabilita a akustická rezonance. Přičemž o pravděpodobnosti jejich výskytu informuje tab. 4.1. Symbol \circ vyjadřuje nejmenší šanci výskytu, kdežto znak \bullet značí riziko nejvyšší. Tyto vibrace trubkového svazku v tepelných výměnících vyvolané prouděním tekutiny v mezitrubkovém prostoru mohou vést k následujícím stavům či efektům, jež vedou k mechanickému poškození a neprovozuschopnosti daného výměníku [39].

1. **Kontakt trubka–trubka:** Při velkých amplitudách kmitů trubek dochází k jejich vzájemné kolizi, což vede k následnému opotřebení ve tvaru elipsy a případnému porušení stěn trubek.
2. **Kontakt trubka–přepážka:** Protože se tepelné výměníky navrhují s určitou vůlí mezi trubkami a přepážkami z důvodu snadnějšího sestavování, může dojít k perforaci trubek a úniku tekutiny z důvodu zvýšeného opotřebení v místě kolize vyvolaného i nepatrnými vibracemi.
3. **Únavové poškození:** Z důvodu cyklického namáhání může dojít i k porušení materiálu trubek při napětích menších než mez kluzu R_e .
4. **Nadměrná hladina akustického tlaku:** Akustické vibrace nastávají zejména v případě, kdy se v mezitrubkovém prostoru nachází plyn, vodní pára či vzduch, a doprovází ji čistý nízkofrekvenční tón.
5. **Tlaková ztráta:** Z důvodu vibrací dochází ke kolísání tlaku, které může vést k destrukci trubkového svazku.
6. **Koroze:** Z důvodu opakovaného kontaktu mezi trubkou a přepážkou vznikají intenzivní tahová napětí na povrchu trubek. V případě citlivého materiálu může dojít ke zrychlenému selhání z důvodu koroze a korozního praskání na vnější straně trubek.

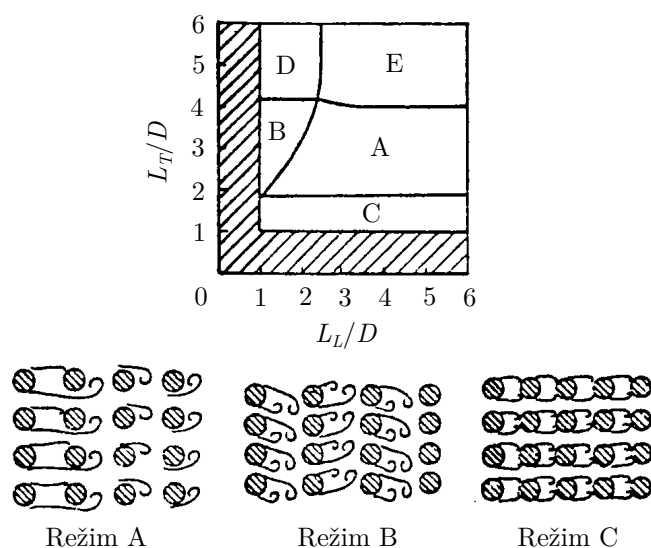
Statistický přehled klíčových parametrů při výskytu jednotlivých druhů vibrací poskytuje literatura [44].

Tab. 4.1: Pravděpodobnost výskytu mechanismů vibrací trubkového svazku [35, 36].

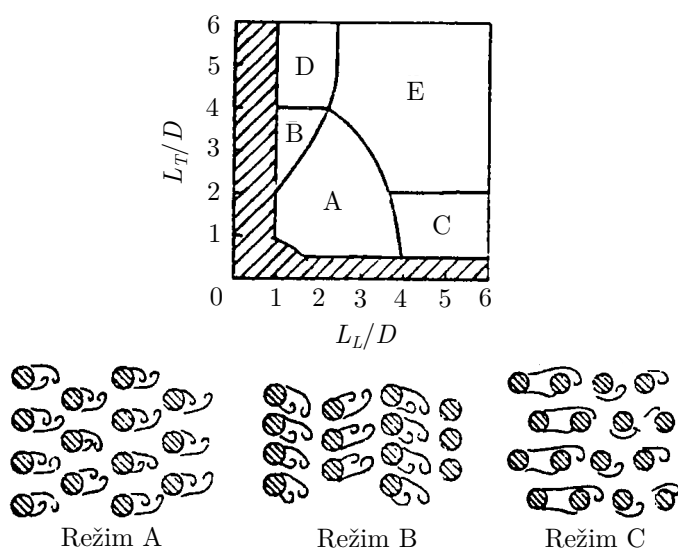
Tekutina	Vírová excitace	Turbulentní excitace	Fluidně-elastická nestabilita	Akustická excitace
Kapalina	\bullet	*	*	\circ
Vzdušnina	\bullet	\circ	*	\bullet

4.1 Režimy toku

Režimy toku přes svazek trubek kruhového průřezu se liší v závislosti na jejich uspořádání a na vzájemné rozteči trubek ve směru vodorovném L_T (příčně ke směru toku)



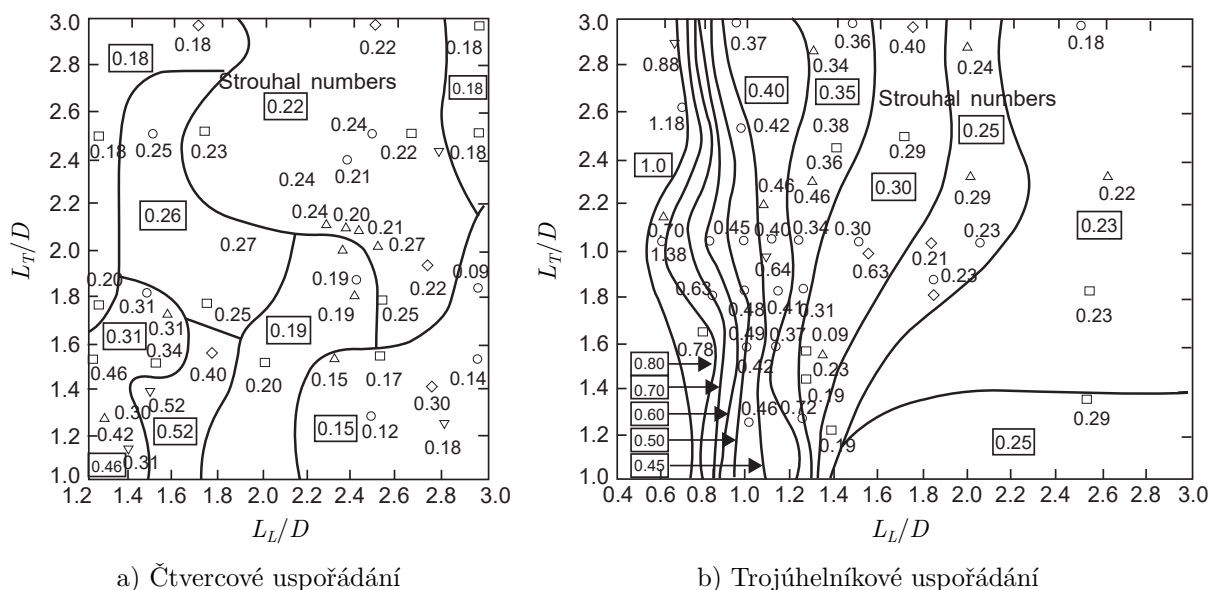
Obr. 4.1: Režimy toku pro čtvercové uspořádání trubkového svazku. Předloha z [15].



Obr. 4.2: Režimy toku pro trojúhelníkové uspořádání trubkového svazku. Předloha z [15].

i svislém L_L (rovnoběžně s prouděním). Detailní klasifikace rozdělení režimů toku zůstává stále předmětem výzkumu, avšak na základě omezených dat bylo již rozlišeno pět režimů v případě čtvercového a trojúhelníkového uspořádání [15], viz. obr. 4.1 a obr. 4.2.

- Režim A: Za všemi trubkami vzniká Kármánova vírová stezka.
- Režim B: Vírové uvolňování je spojeno s houpavým pohybem proudu.
- Režim C: Nedochází k tvorbě Kármánovy vírové stezky, proud volně teče mezi trubkami.
- Režim D: Proudění jsou vychýleny.
- Režim E: Nastává formování Kármánovy vírové stezky jako u osamocené trubky.



Obr. 4.3: Hodnoty Strouhalova čísla při obtékání trubkového svazku. Převzato z [38].

4.2 Vírové uvolňování

Zda k vírové excitaci v trubkovém svazku dojde či nikoliv závisí na vzdálenosti mezi trubkami a dalších systémových parametrech. Mnoho studií zkoumalo vibrace za předpokladu, že vírová excitace je dominantní mechanismus. Hlavním cílem proto bylo stanovit frekvenci vírového uvolňování, avšak to se ukázalo jako komplikované z následujících důvodů [15]:

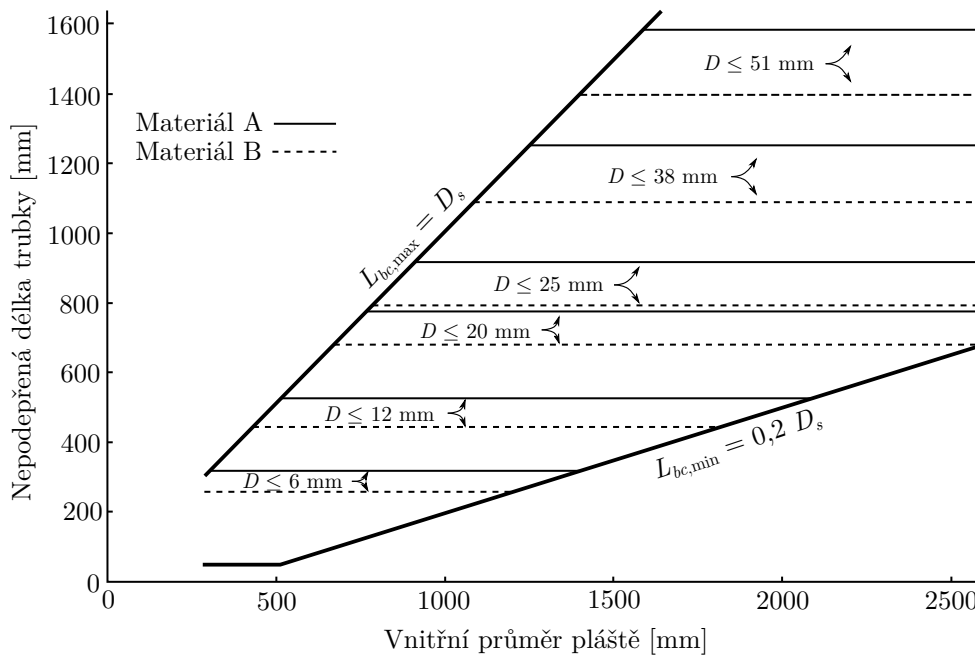
- proudění napříč trubkovým svazkem není tak jednoduché jako v případě osamocené trubky,
- akustická rezonance může interferovat s vírovým uvolňováním,
- další parametry jako Reynoldsovo číslo či intenzita turbulence ovlivňuje Strouhalovo číslo,
- některé frekvence vírového uvolňování se určují z oscilace trubek.

Přesnou hodnotu Strouhalova čísla není možné obdržet ani při subkritických Reynoldsových číslech, proto na základě experimentálních dat Fitz-Hugh [45] sestavil diagramy na obr. 4.3, kde lze na základě poměrů roztečí mezi trubkami a jejich průměrů obdržet přibližnou hodnotu Strouhalova čísla [15]. Současně platí, že toto Strouhalovo číslo je definováno stejným způsobem jako u osamocené trubky s tím rozdílem, že rychlost toku se zakládá na rychlosti proudění mezi trubkami, jež se určí vztahem

$$v_g = \frac{v}{1 - \frac{D}{L_T}}. \quad (4.1)$$

4.3 Potlačení vibrací

K potlačení vibrací využívají konstruktéři především tzv. fluidně-dynamický útlum, kdy se upravuje rychlostní pole za účelem eliminace či oslabení excitačních sil, nebo strukturálně-



Obr. 4.4: Maximální a minimální vzdálenost mezi přepážkami. Předloha z [46].

dynamický útlum, který spočívá v přímé úpravě geometrie součásti náchylné k vibracím, případně jejich kombinace [15].

Příkladem těchto úprav k potlačení vibrací trubkového svazku je vhodně zvolená geometrie přepážek a jejich vzájemná vzdálenost od sebe, vložení nárazového plechu v oblasti předních komor nebo použití tepelného výměníku se segmentovými přepážkami typu „no tubes in window“.

Vzdálenost segmentových přepážek L_{bc} by se měla pohybovat mezi minimální vzdáleností $L_{bc,min}$, jež zajišťuje dobré rozložení proudu a rovnoměrný tok, a maximální vzdáleností $L_{bc,max}$, která zaručuje prevenci před možnými vibracemi trubek svazku. Minimální vzdálenost se rovná 20 % průměru pláště D_s , ale současně nemůže dosáhnout hodnoty menší než 50 mm. Naopak maximální rozestup dvou sousedních přepážek by neměl přesáhnout hodnotu průměru pláště $L_{bc,max} \leq D_s$ [46].

TEMA [6] pro tepelné výměníky doporučuje hodnotu tzv. maximální nepodepřené délky trubek $L_{b,max}$ v závislosti na průměru trubek D jak pro ocelové materiály a jejich slitiny (skupina A), viz vztahy (4.2), tak i pro slitiny hliníku a mědi (skupina B), viz vztahy (4.3). V případě jedno- či dvou-segmentových přepážek, viz obr. 2.7a) a obr. 2.7b), se maximální nepodepřená délka trubek nachází v obrátových oknech, takže maximální rozestup dvou sousedních přepážek $L_{bc,max}$ dosahuje hodnoty poloviční.

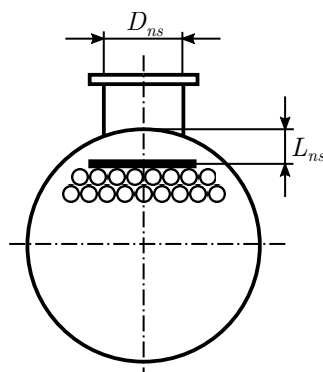
$$L_{b,max} = 52D + 532 \quad \dots \text{ pro } D \in \langle 19; 51 \rangle \text{ mm} \quad (4.2a)$$

$$L_{b,max} = 68D + 228 \quad \dots \text{ pro } D \in \langle 6; 19 \rangle \text{ mm} \quad (4.2b)$$

$$L_{b,max} = 46D + 436 \quad \dots \text{ pro } D \in \langle 19; 51 \rangle \text{ mm} \quad (4.3a)$$

$$L_{b,max} = 60D + 177 \quad \dots \text{ pro } D \in \langle 6; 19 \rangle \text{ mm} \quad (4.3b)$$

Literatura [46] uvádí na obr. 4.4 minimální a maximální vzdálenost mezi přepážkami tepelného výměníku o určitém průměru trubek D v závislosti na průměru pláště D_s .



Obr. 4.5: Uložení nárazového plechu v přední komoře tepelného výměníku. Předloha z [46].

Tato omezení respektují dostatečný tepelně-hydraulický výkon a maximální nepodepřenou délku trubek pro obě skupiny materiálů.

Za zmínku stojí též fakt, že např. plášť typu J i F, viz obr. 2.5, se používají výhradně s lichým počtem přepážek, nebo skutečnost, že při použití tepelného výměníku typu „no tubes in window“, může maximální vzdálenost mezi trubkami dosáhnout dvojnásobku průměru pláště [46].

Jak již bylo zmíněno výše, k potlačení vibrací v oblasti předních komor se používá nárazový plech, který eliminuje poškození prvních řad trubek v blízkosti hrdla, jímž je přiváděna pracovní látka. TEMA [6] říká, že k vibracím dojde, jestliže rychlost tekutiny v hrdle přesáhne maximální hodnotu definovanou vztahy

$$v_{ns,max} = \sqrt{\frac{2250}{\rho}} \quad \dots \text{ pro kapaliny,} \quad (4.4a)$$

$$v_{ns,max} = \sqrt{\frac{750}{\rho}} \quad \dots \text{ pro vzdušniny.} \quad (4.4b)$$

Převážně se používá nárazový plech ve tvaru čtverce nebo kruhu s obsahem, který je přibližně stejný jako oblast vstupního hrdla. Jeho umístění definuje vzdálenost L_{ns} , viz obr. 4.5, jež je dána vztahem [46]

$$L_{ns} = 0,25D_{ns}, \quad (4.5)$$

kde D_{ns} vyjadřuje průměr vstupního hrdla.

Kromě nárazového plechu lze použít i tyče, které by nahradily první dvě řady trubek, nebo tzv. prstencový rozvaděč [46].

4.3.1 Metody ke snížení vibrací

Literatura [39] uvádí následující metody/rady sloužící k potlačení vibrací či případnému zabránění jejich výskytu:

1. Snížit rychlost tekutiny při křížovém toku poklesem hmotnostního průtoku nebo zvětšením průměru pláště. Negativním dopadem je zmenšení intenzity přestupu tepla.

2. Zvýšit rozteče mezi trubkami, což ale současně povede k poklesu součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru.
3. V případě rizika vibrací v přední komoře zvýšit průměr vstupního hrdla nebo použít nárazový plech.
4. V případě vibrací vyvolaných v plášti typu E použít plášť typu X nebo J [47].
5. Použít více-segmentové přepážky k rozdělení proudu do dvou a více toků, čímž dochází ke snížení rychlosti příčného toku.
6. Použít tyčové přepážky místo deskových.
7. Použít přepážky vinuté do šroubovice (Helixchanger).
8. Vyhnout se příliš malým či velkým seřiznutím přepážek, neboť vedou ke špatnému rozložení rychlostí.
9. Dodržovat vůli mezi trubkami a přepážkami podle TEMA standardů.
10. Zajistit rovnoměrné rozložení přepážek.

5 Pohybová rovnice trubky

Vibrace trubky v křížovém toku lze dělit na vibrace příčné (cross-flow vibration) a podélné (in-line vibration) vůči proudění tekutiny. První jmenované způsobuje vztlačová síla F_L , kdežto ty druhé vznikají působením odporové síly F_D .

Uvažují-li se vibrace v obou směrech, viz obr. 5.1, jedná se o trubku s dvěma stupni volnosti, jejíž pohyb popisuje soustava rovnic [25]

$$m\ddot{x} + b_1\dot{x} + k_1x = \sum F_x(t), \quad (5.1a)$$

$$m\ddot{y} + b_2\dot{y} + k_2y = \sum F_y(t), \quad (5.1b)$$

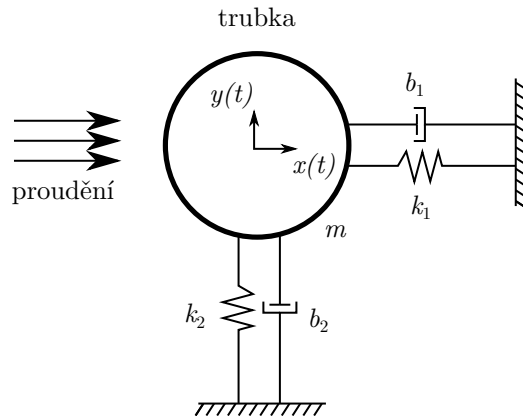
kde k_1, k_2 vyjadřují tuhost lineárních pružných členů, b_1, b_2 jsou tlumící konstanty lineárního tlumícího členu a m vyjadřuje hmotnost uvažované trubky vyplněné proudícím médiem. Protože se předpokládá homogenní izotropní lineárně pružný materiál, tuhosti i tlumící konstanty jsou si v uvažovaných směrech rovny a dále se budou značit k , resp. b .

Výše zmíněné pohybové rovnice mohou být odvozeny pomocí druhého Newtonova zákona nebo aplikací Langrangeovy rovnice druhého druhu, přičemž se předpokládá, že síla od pružiny \vec{F}_k je lineárně závislá na výchylce a tlumící síla \vec{F}_b je přímo úměrná rychlosti pohybu trubky.

$$m\vec{a} = \sum_i \vec{F}_i \quad (5.2)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_b}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = \frac{\partial P}{\partial \dot{q}_i} = \frac{\partial W}{\partial q_i} \quad (5.3)$$

Soustava rovnic (5.1) je vyjádřena pomocí dvou diferenciálních rovnic druhého řádu, které však lze řešit odděleně, protože jsou vzájemně nezávislé. Detailní popis uvádí následující kapitola 5.1.



Obr. 5.1: Model kmitání trubky se dvěma stupni volnosti.

5.1 Kmitání s jedním stupněm volnosti

Obecně existuje několik druhů kmitání – podle vzniku se rozlišuje kmitání volné, buzené (silově či kinematicky) a samobuzené, na základě disipativní energie E_b se dělí kmitání na netlumené a tlumené a současně se vzhledem k použitému matematickému modelu definuje kmitání lineární a nelineární. V této práci se bude zejména jednat o vynucené tlumené lineární kmitání (až v případě dosažení kontaktu se změně na nelineární), které pro jeden stupeň volnosti popisuje následující rovnice

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + kq = F(t). \quad (5.4)$$

Řešení této rovnice se skládá z homogenního q_h a partikulárního řešení q_p . Řešení homogenní se obdrží, jestliže se uvažuje diferenciální rovnice (5.1) s nulovou pravou stranou, přičemž se hledá ve tvaru [25]

$$q_h = q_0 \cdot e^{\lambda t}, \quad (5.5)$$

kde λ představuje tzv. vlastní číslo, které je obecně komplexně sdružené. Dosazením odhadovaného řešení do homogenní diferenciální rovnice se obdrží rovnice (5.6), jejímž řešením je řešení tzv. charakteristické rovnice (5.7). Jedná se o výpočet kvadratické rovnice s dvěma komplexními kořeny ve tvaru (5.8), kde výraz $\sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{b}{2m}\right)^2}$ vyjadřuje vlastní úhlovou frekvenci netlumeného kmitání Ω_0 a poměr $\frac{b}{2m}$ je konstanta dozínání představující tlumení kmitavého pohybu.

$$q_0 (m\lambda^2 + b\lambda + k) \cdot e^{\lambda t} = 0 \quad (5.6)$$

$$m\lambda^2 + b\lambda + k = 0 \quad (5.7)$$

$$\lambda_{1,2} = -\frac{b}{2m} \pm i\sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{b}{2m}\right)^2} \quad (5.8)$$

Vlastní úhlová frekvence tlumeného kmitání Ω se rovná imaginární části vlastního čísla λ , přičemž přepočítání na vlastní frekvenci je dán vztahem

$$f_n = \frac{\sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{b}{2m}\right)^2}}{2\pi}. \quad (5.9)$$

Ke kmitavému pohybu vedoucímu ke zmíněným výsledkům dojde v případě, že tzv. poměrný útlum ζ , viz vztah (5.10), je menší než jedna. V případě kritického tlumení ($\zeta = 1$) i nadkritického tlumení ($\zeta > 1$) nedochází k oscilaci, protože vlastní číslo neobsahuje imaginární část.

$$\zeta = \frac{\frac{b}{2m}}{\Omega_0} = \frac{b}{2\sqrt{km}} \quad (5.10)$$

Partikulární řešení pohybové rovnice lze analyticky v určitých případech řešit metodou variace konstant nebo metodou neurčitých koeficientů. Pro složitější úlohy se používají numerické metody.

5.2 Stanovení tlumicí konstanty

V předkládané diplomové práci se bude analyzovat pohyb běžně dostupné ocelové trubky o průměru 33,7 mm, tloušťce 2,5 mm a délce 1 m, která splňuje normu EN 10217-7.

Tato geometrie byla na obou stranách podepřena (idealizace umístění v segmentových přepážkách [16]) a v programu ANSYS Workbench 19.2 podrobena dvěma modálními analýzám. První z nich neuvažovala ani konstrukční ani materiálové tlumení trubky, naopak u druhé modální analýzy se obě aplikovala. Toto tzv. proporcionální tlumení se vyjadřuje lineární kombinací matice hmotnosti \mathbf{M} a matice tuhosti \mathbf{K} [48]

$$\mathbf{B} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K}, \quad (5.11)$$

kde α, β jsou Rayleighovy tlumicí konstanty, které lze stanovit na základě poměrného útlumu ζ a dvou vlastních úhlových frekvencí struktury Ω_1, Ω_2 vztahy [49]

$$\alpha = 2\zeta \frac{\Omega_1 \Omega_2}{\Omega_1 + \Omega_2}, \quad (5.12a)$$

$$\beta = \frac{2\zeta}{\Omega_1 + \Omega_2}. \quad (5.12b)$$

Na základě zmíněných literatur byl zvolen poměrný útlum 5 %, který při užití frekvencí obdržených z netlumené modální analýzy vede k hodnotám Rayleighových konstant $\alpha = 43,85$ a $\beta = 3,67 \cdot 10^{-5}$. Hodnota tlumicí konstanty b lze poté vyjádřit z rovnice pro vlastní úhlovou frekvenci tlumeného kmitání Ω následovně

$$b = \sqrt{4m^2 (\Omega_0^2 - \Omega^2)} \doteq 108,3 \text{ Ns/m}. \quad (5.13)$$

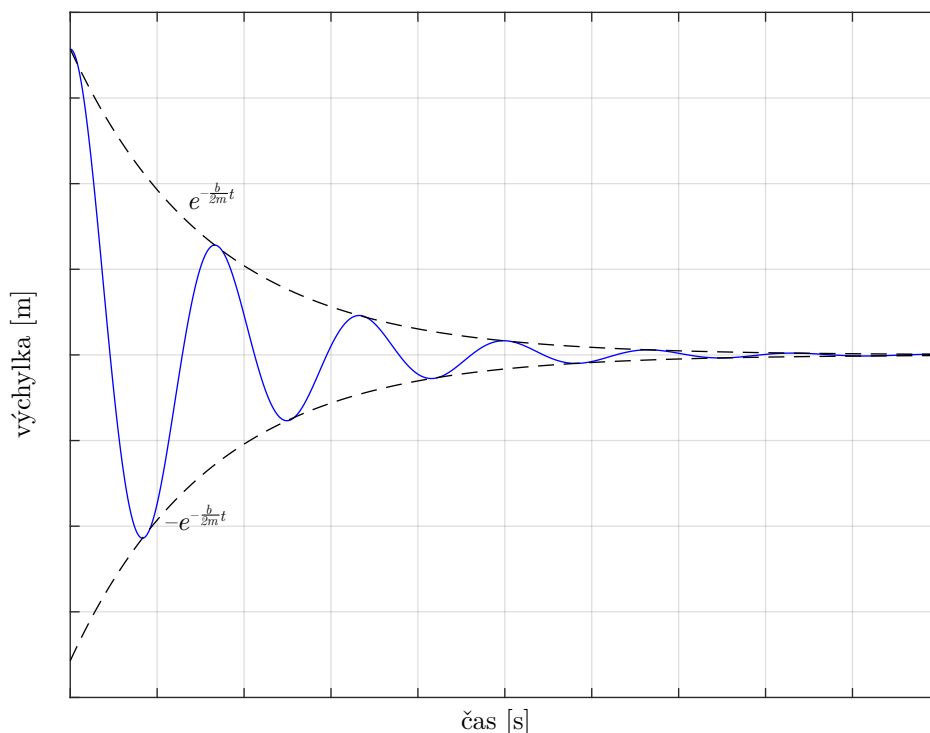
Protože však literatura udává značný rozptyl poměrného útlumu, pro vyšší přesnost by bylo lepší k zisku tlumicí konstanty provést experiment, který by spočíval v rázovém zatížení trubky daných rozměrů [50]. Následně by se pomocí snímače polohy zaznamenával pohyb trubky v závislosti na čase. Obdržený signál by se poté převedl do frekvenční oblasti pomocí Fourierovy transformace a vyfiltrovala se frekvence pro první vlastní tvar. Při aplikaci zpětné Fourierovy transformace se obdrží již průběh výchylky při prvním vlastním tvaru. Tento průběh lze obalit exponenciální funkcí $e^{-\frac{b}{2m}t}$, kde konstanta b značí tlumicí konstantu (obr. 5.2), nebo z něj stanovit logaritmický útlum δ pomocí vztahu (5.14), kde T_p značí periodu kmitání a n její celočíselný násobek [51], jež se též definuje pomocí poměrného útlumu ζ , viz vztah (5.15), vedoucího opět k tlumicí konstantě podle rovnice (5.10).

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{A(t)}{A(t + T_p)} \right) \quad (5.14)$$

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (5.15)$$

Konstanta tlumení může být určena i z amplitudo-frekvenční charakteristiky, kdy se nejprve pomocí vztahu [50]

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{\Delta\Omega}{\Omega} \quad (5.16)$$



Obr. 5.2: Tlumené kmitání.

určí poměrný útlum. Šířka pásma úhlové frekvence $\Delta\Omega$ se z amplitudo-frekvenční charakteristiky stanovuje při poklesu amplitudy kmitání s vlastní úhlovou frekvencí Ω o 3 dB, tj. přibližně pro amplitudu rovnou $0,707A_{\max}$.

5.3 Stanovení tuhosti

Tato kapitola se bude zabývat stanovením tuhosti pružného člene, který charakterizuje tuhost trubky zvolené geometrie. V případě lineárního chování (předpoklad lineárně pružného modelu materiálu, lineárních okrajových podmínek a neuvažování zbytkové napjatosti) je vratná síla (síla od pružiny) přímo úměrná vychýlení trubky – touto skutečností se zabývá kapitola 5.3.1.

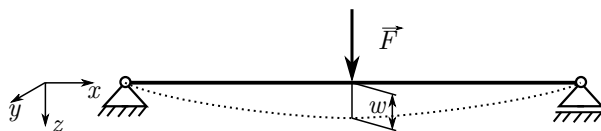
Jestliže se však trubky dostanou do vzájemného kontaktu, lineární pružný člen se změní na nelineární, protože vratná síla závislá na vychýlení trubky je vyjádřena polynomm vyššího řádu než jedna – touto skutečností se zabývá kapitola 5.3.2.

5.3.1 Lineární pružný člen

Tuhost lineárního pružného člene k lze stanovit na základě vztahu

$$k = \frac{F}{w}, \quad (5.17)$$

kde w značí průhyb trubky při ohybovém namáhání způsobeném silou \vec{F} .



Obr. 5.3: Zatížení trubky nacházející se mezi přepážkami osamělou silou.

Uvažuje-li se síla \vec{F} působící uprostřed trubky podepřené z obou stran (idealizace umístění v segmentových přepážkách [16]), viz obr 5.3, způsobí v tomto místě maximální průhyb w , jež lze analyticky získat pomocí Castiglianovy věty, která říká, že průhyb je v místě působení síly \vec{F} roven parciální derivaci celkové energie napjatosti tělesa podle této síly

$$w = \frac{\partial W}{\partial F}, \quad (5.18)$$

přičemž energie napjatosti při ohybovém namáhání lze vyjádřit vztahem

$$W_{M_o} = \frac{1}{2} \int_{\gamma} \left(\frac{M_{oy}^2}{EJ_y} + \frac{M_{oz}^2}{EJ_z} \right) dx, \quad (5.19)$$

kde M_{oy} , resp. M_{oz} , je ohybový moment kolem osy y , resp. z , a veličiny J_y , J_z vyjadřují kvadratické momenty průřezu.

Protože síla \vec{F} vyvolá pouze ohybový moment kolem osy y , dosazením vztahu (5.19) do rovnice (5.18) se obdrží vztah pro získání daného průhybu trubky

$$w = \int_{\gamma} \frac{M_{oy}}{EJ_y} \frac{\partial M_{oy}}{\partial F} dx. \quad (5.20)$$

Při uvažování těchto okrajových podmínek a působící síly \vec{F} lze velikost maximálního průhybu uprostřed dané trubky o délce l vypočítat pomocí vztahu

$$w = \frac{Fl^3}{48EJ_y}, \quad (5.21)$$

jehož odvození je uvedeno v příloze A.1. Tuhost k vyjádřená vztahem (5.17) se následně rovná

$$k = \frac{48EJ_y}{l^3} \doteq 302,5 \text{ N/mm}. \quad (5.22)$$

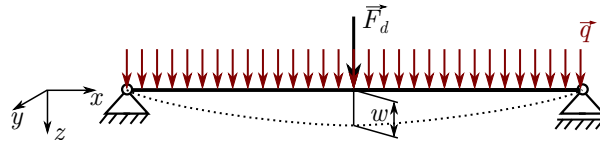
Protože tekutina v mezitrubkovém prostoru samozřejmě proudí kolem trubky po celé její délce, výpočet tuhosti při působení osamělé síly příliš neodpovídá skutečnosti. Pro zpřesnění se tudíž musí aplikovat liniové zatížení \vec{q} definované hodnotou q_0 , viz obr. 5.4.

Síla \vec{F}_d je tzv. doplňková síla o nulové hodnotě sloužící k aplikaci Castiglianovy věty a zisku průhybu w , který v tomto případě nabývá hodnoty definované vztahem

$$w = \frac{5}{384} \frac{q_0 l^4}{EJ_y}, \quad (5.23)$$

který je odvozen v příloze A.2. Tuhost k lze následně vyjádřit ve tvaru

$$k = \frac{384}{5} \frac{EJ_y}{l^3}, \quad (5.24)$$



Obr. 5.4: Liniové zatížení trubky nacházející se mezi přepážkami.

při jehož aplikaci lze obdržet hodnotu 484,0 N/mm.

K ověření této analyticky získané hodnoty se v programu ANSYS APDL 19.2 vytvořil jednorozměrný model trubky pomocí prostorového elementu BEAM189. Tento prvek obsahuje tři uzly, přičemž každý z nich vykazuje šest stupňů volnosti (tři posuvy a tři natočení). Trubka se modeluje homogenním izotropním lineárně elastickým modelem materiálu, který je popsán materiálovými charakteristikami: $E = 210 \text{ GPa}$ a $\mu = 0,3$.

Jak je patrné z obr. 5.4, uzlu v místě rotační vazby jsou předepsány nulové posuvy, kdežto na pravé straně trubky se zamezuje pouze pohyb ve směru osy y a z . Při liniovém zatížení $q_0 = 1000 \text{ N/m}$ dojde k deformaci trubky ve směru osy z . Tuto skutečnost znázorňuje obr. 5.5, ze kterého je patrné, že maximální hodnota průhybu nastává uprostřed trubky a dosahuje hodnoty 2,08285 mm.

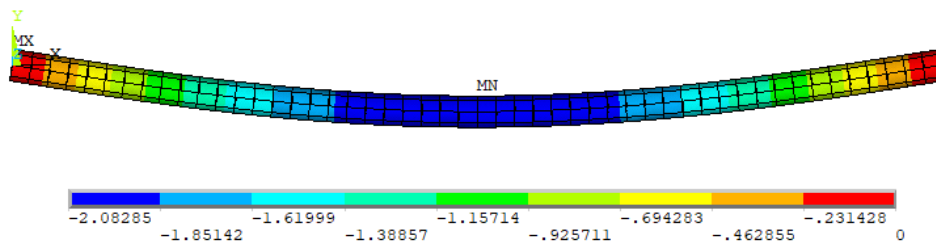
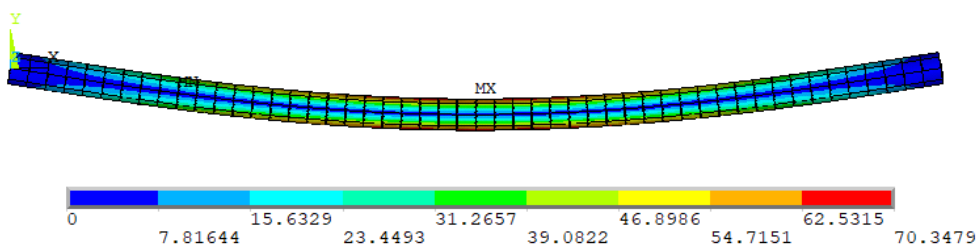
Na základě této numerické simulace se aplikací vztahu (5.17) obdrží tuhost lineárního člene o velikosti

$$k = \frac{F}{w} = \frac{q_0 l}{w} \doteq 480,1 \text{ N/mm.} \quad (5.25)$$

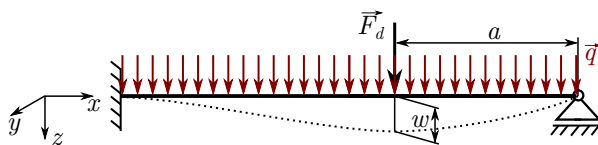
Odlišnost tuhostí lineárního pružného člene na základě analytického a numerického řešení je v rámci 0,8 %. Jedná se tedy o nepatrnou odchylku, jež je pravděpodobně způsobena geometrickými prutovými předpoklady.

Obr. 5.6 vykresluje redukované napětí podle podmínky HMM (neboli von Mises), které je v případě prutové napjatosti definováno vztahem (5.26), kde σ a τ značí normálové a smykové napětí.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (5.26)$$


 Obr. 5.5: Průhyb trubky mezi segmentovými přepážkami v ose z [mm].


Obr. 5.6: Redukované napětí – von Mises [MPa].



Obr. 5.7: Liniové zatížení trubky nacházející se mezi trubkovnicí a přepážkou.

Výše zmíněné hodnoty tuhostí k se vztahují k trubkám, které se nachází mezi jednotlivými segmentovými přepážkami vzdálenými od sebe jeden metr. Jestliže se ale analyzuje pohyb trubky, která je na jednom konci zaválcovaná do trubkovnice, okrajová podmínka se na této straně mění ve vetknutí [16]. Druhý konec trubky je podepřen, protože se nachází v segmentové přepážce. Tato změna má za následek posun maximálního průhybu ze středu trubky dále od vetknutého konce. Tento bod definuje na obr. 5.7 vzdálenost a , ve které působí doplňková síla \vec{F}_d o nulové hodnotě.

Protože pro tento případ existují tři použitelné rovnice, zatímco neznámé parametry jsou čtyři, jedná se o tzv. neurčitou úlohu, k jejímuž řešení se musí definovat jedna deformační podmínka. Výsledná hodnota maximálního průhybu trubky je určena vztahem

$$w = \frac{1}{EJ_y} \left(-\frac{q_0 l a^3}{16} + \frac{q_0 a^4}{24} + \frac{q_0 l^3 a}{48} \right), \quad (5.27)$$

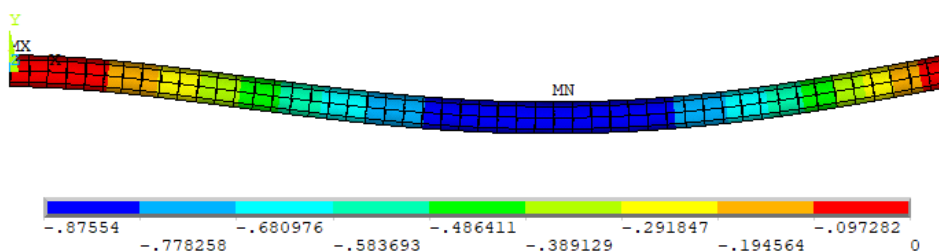
kde vzdálenost a nabývá hodnoty

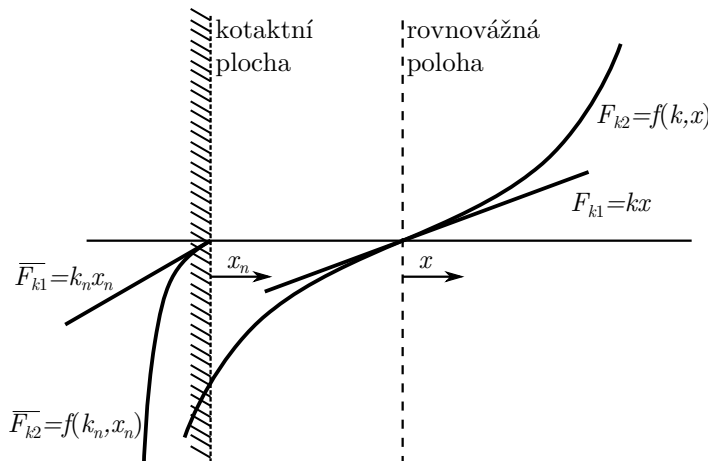
$$a = \frac{1}{16} (l + \sqrt{33} \cdot l) \doteq 421,5 \text{ mm}. \quad (5.28)$$

Celý postup řešení této neurčité úlohy se nachází v příloze A.3. Tuhost lineárního pružného člene v případě uvažování trubky z jedné strany zaválcované v trubkovnici lze opět získat aplikací základního vztahu (5.17), který vede k hodnotě

$$k = \frac{F}{w} = \frac{q_0 l}{w} \doteq 1163,5 \text{ N/mm}. \quad (5.29)$$

Stejně jako u trubky nacházející se mezi segmentovými přepážkami byl i pro trubku z jedné strany zaválcované v trubkovnici proveden numerický výpočet pomocí metody konečných prvků (MKP). Výsledný průhyb při liniovém zatížení $q_0 = 1000 \text{ N/m}$ znázorňuje obr. 5.8, ze kterého lze snadno stanovit maximální průhyb $0,87554 \text{ mm}$ vedoucí k tuhosti o velikosti $1142,2 \text{ N/mm}$. Rozdíl mezi analytickým a numerickým výsledkem tuhosti nastává z důvodu geometrických prutových předpokladů a modelu diskretizace.

Obr. 5.8: Průhyb trubky nacházející se u trubkovnice v ose z [mm].



Obr. 5.9: Charakteristika nelineární tuhosti pružného členu. Předloha z [52].

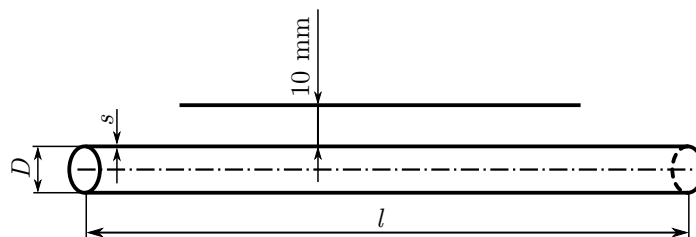
5.3.2 Nelineární pružný člen

Cílem této kapitoly je stanovit tuhost pružného členu charakterizujícího tuhost trubky zvolené geometrie v případě, kdy dochází k jejich vzájemnému kontaktu. K této problematice bylo přistupováno na základě literatury [52], která pojednává o kontaktu dvoumotového modelu hlasivek.

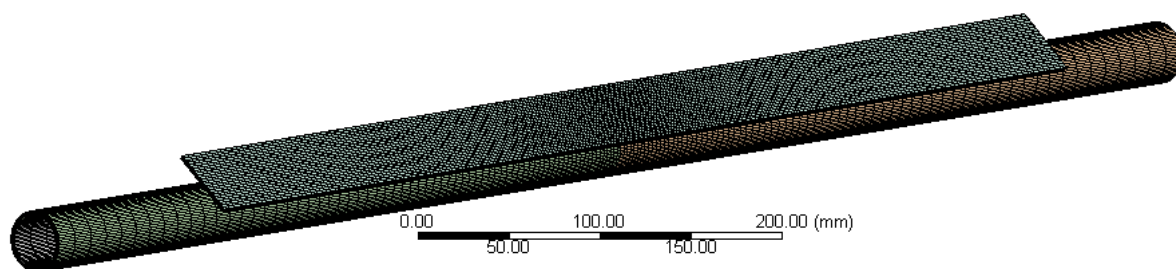
Obr. 5.9 zobrazuje závislost vratné síly (síly od pružiny) v závislosti na výchylce. Síla F_{k1} reprezentuje vratnou sílu v případě lineárního chování a nedosažení kontaktu. Kdyby se však uvažoval materiál nelineární, síla od pružiny by vykazovala průběh polynomu vyššího řádu F_{k2} . V okamžiku, kdy dojde ke vzájemnému kontaktu, k původní vratné síle F_{k1} , resp. F_{k2} , se přičítá reakční síla \bar{F}_{k2} , která je obecně vyjádřena polynomem vyššího řádu.

K získání daného průběhu vratné síly byla v programu ANSYS Workbench 19.2 vytvořena trubka o vnějším průměru $D = 33,7$ mm, tloušťce $s = 2,5$ mm a délce $l = 1$ m nacházející se 10 mm od naprosto tuhé a nepoddajné desky, viz obr. 5.10.

Pro uvedenou trubku byl použit homogenní izotropní lineárně pružný model materiálu, který popisují materiálové charakteristiky: $E = 210$ GPa a $\mu = 0,3$. Pro tvorbu konečnoprvkové sítě se použil prostorový kvadratický dvacetiužlový prvek SOLID186 se třemi stupni volnosti v každém uzlu (tříkrát posuv). Po tloušťce trubky se nachází sedm elementů, přičemž směrem k vnějšímu průměru jejich velikost klesá. Na obr. 5.11 lze též vidět, že elementy jsou nejmenší u středu trubky, kde bude docházet ke kontaktu nejdříve. Konečnoprvková síť se skládá z 497476 uzlů, jež odpovídají 109650 elementům.



Obr. 5.10: Model geometrie.



Obr. 5.11: Konečnoprvková síť – kontaktní úloha.

Protože se v následující kapitole bude předkládaná diplomová práce zabývat vibracemi trubky umístěné mezi segmentovými přepážkami, musí být jednomu konci trubky pomocí vazby *remote displacement* zamezeny všechny posuvy, kdežto druhému konci se posuv v ose trubky dovoluje. Následně se na vnější povrch trubky aplikuje plošné zatížení, které působí celkovou silou \vec{F} směrem k rigidní desce, čímž vyvolá její odpovídající průhyb. Velikost průhybu w se získává z maximálního posuvu osy trubky, přičemž pro dvanáct konkrétních zatížení jsou tyto hodnoty uvedeny v tab. 5.1.

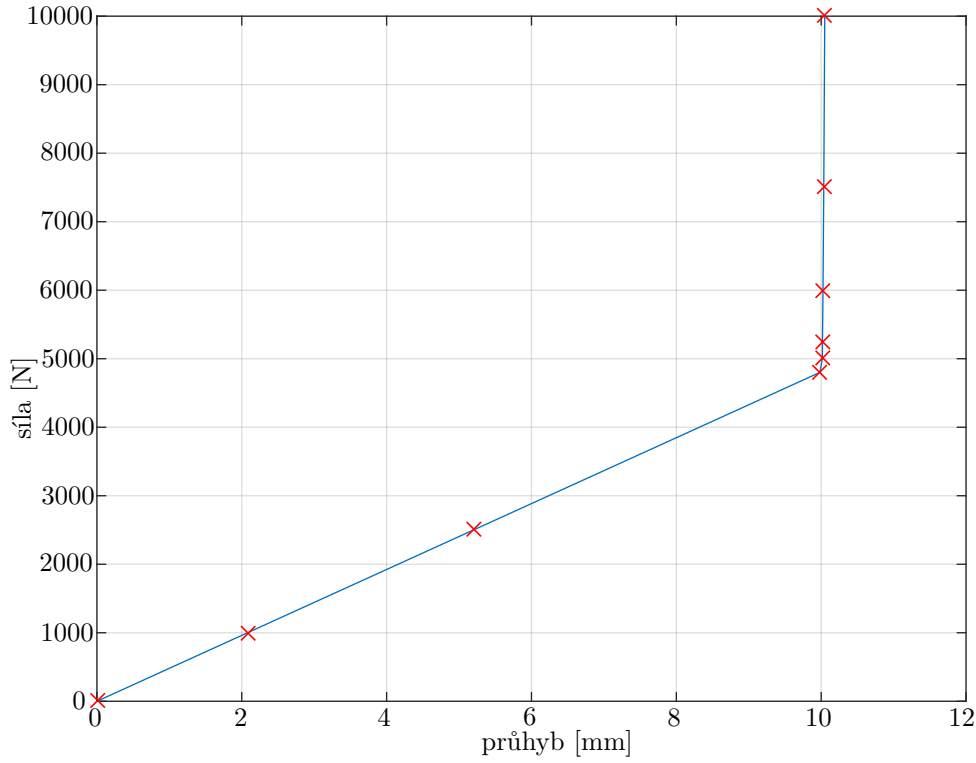
Tab. 5.1: Průhyb w vyvolaný působením plošného zatížení F .

Síla F [N]	Průhyb w [mm]
1000	2,0791
2500	5,1987
4800	9,9821
4810	10,003
4812	10,007
4850	10,014
5000	10,016
5250	10,018
5600	10,021
6000	10,025
7500	10,036
10000	10,049

Protože vzdálenost mezi trubkou a tuhou deskou činí 10 mm, hodnoty v prvních třech řádcích tab. 5.1 definují tuhost lineárního pružného členu, kterému se věnovala předchozí kapitola 5.3.1. Jeho hodnota na základě této numerické analýzy používající prostorový prvek SOLID186 se obdržela pomocí aritmetického průměru zmíněných tří stavů

$$k = \frac{1}{3} \left(\frac{1000}{2,0791} + \frac{2500}{5,1987} + \frac{4800}{9,9821} \right) \doteq 480,9 \text{ N/mm.} \quad (5.30)$$

Celou závislost působící síly F na průhybu w zobrazuje obr. 5.12, kde do hodnoty 10 mm existuje mezi zmíněnými veličinami přímá úměrnost. Po překročení této hodnoty vzniká nelineární závislost, kterou lze proložit polynomem vyššího řádu.



Obr. 5.12: Závislost působící síly na průhybu trubky.

V předkládané diplomové práci se jednotlivé body definující nelineární pružný člen prokládají kvadratickou funkcí pomocí metody nejmenších čtverců ve tvaru

$$F_{w+} = aw^2 + bw + c \quad \text{pro } w \geq 10 \text{ mm}, \quad (5.31)$$

kde příslušné koeficienty nabývají následujících hodnot

$$a = 2551063,8, \quad (5.32a)$$

$$b = -51039261,7, \quad (5.32b)$$

$$c = 255291046,8. \quad (5.32c)$$

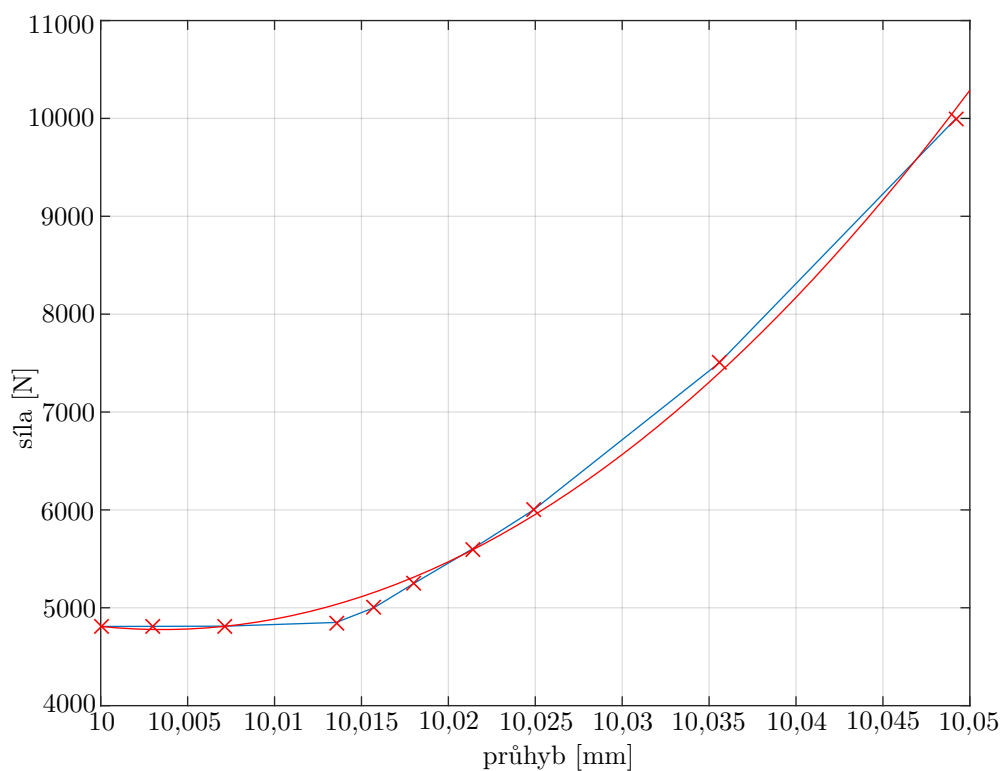
Tato extrapolace je znázorněna na obr. 5.13 červenou křivkou. Jednotlivé body obdržené z provedené kontaktní úlohy jsou stejně jako v obr. 5.12 označeny červenými křížky.

V případě, že se uvažuje kontakt i z opačné strany, tj. při průhybu $w \leq -10$ mm, obdrží se graf závislosti působící síly na průhybu trubky znázorněný na obr. 5.14, který je souměrný podle počátku. Na základě této skutečnosti je nezbytné vyjádřit extrapolací polynom druhého řádu i pro záporné hodnoty průhybů. Toho lze snadno dosáhnout aplikací vztahu

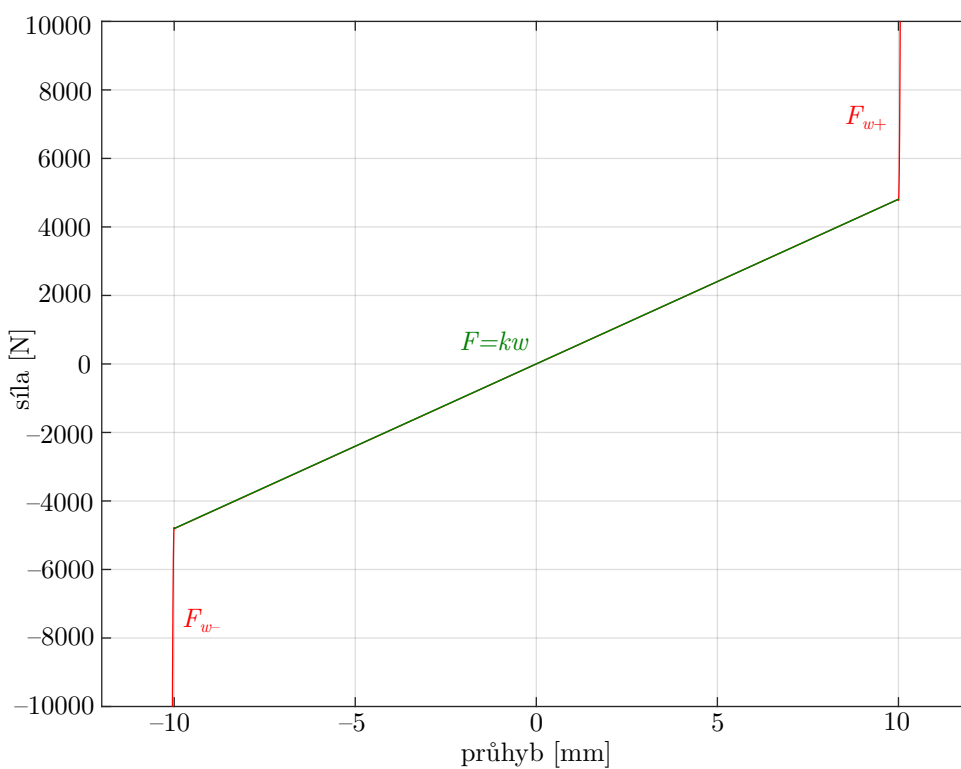
$$F_{w-} = -F_{w+}(|w|), \quad (5.33)$$

který vede ke kvadratické funkci

$$F_{w-} = -aw^2 + bw - c \quad \text{pro } w \leq -10 \text{ mm}. \quad (5.34)$$



Obr. 5.13: Závislost působící síly na průhybu trubky při kontaktu.



Obr. 5.14: Závislost působící síly na průhybu trubky při kontaktu z obou stran.

6 CFD simulace

V rámci této kapitoly bude v programu ANSYS Fluent 19.1 provedeno několik numerických simulací zabývajících se vibracemi vyvolanými prouděním kolem osamocené trubky kruhového průřezu, jejichž výsledky se ověří na základě provedené rešeršní části. Aby se dosáhlo určité úrovně obousměrné interakce mezi tekutinou a strukturou, bude se ve všech analýzách aplikovat tzv. uživatelem definovaná funkce (UDF), která zajistí pohyb pevné struktury. Ten následně zpětně ovlivní i proudění samotné tekutiny. Na rozdíl od klasické obousměrné interakce (FSI analýzy), která je však časově i hardwerově velice náročná, zajistí UDF pouze pohyb dané struktury nikoli i její deformaci, avšak při malých výpočetních nárocích.

Součástí této kapitoly je i aplikace takové UDF, která bude brát v potaz vliv kontaktu mezi trubkami při vychýlení 10 mm, kterým se zabývala předchozí kapitola.

6.1 Vibrace osamocené trubky

Simulace kmitání trubky vlivem proudění se provede v rámci dvourozměrné domény, viz obr. 6.1, jejíž rozměry definují parametry A , B , E a F , které závisí na vnějším průměru trubky D . Hodnotu těchto charakteristických rozměrů definují literatury [16, 25, 53, 54] v následujících rozmezích

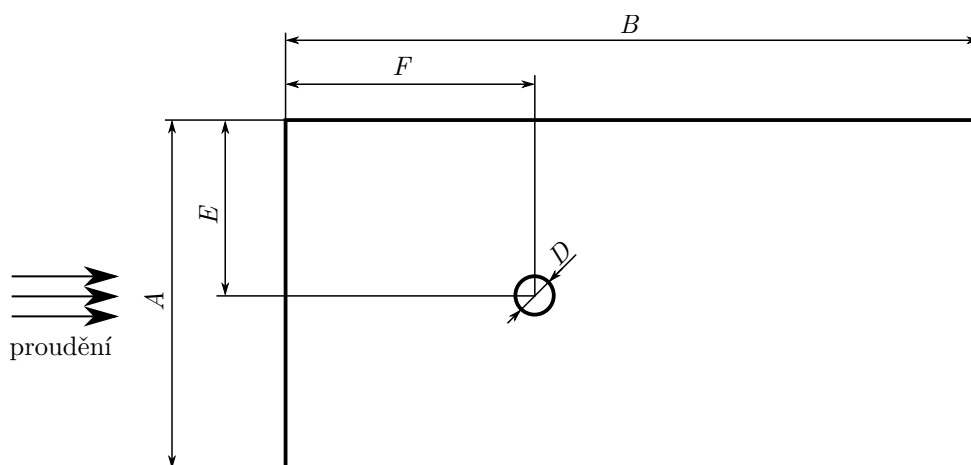
$$A \in \langle 9D; 30D \rangle, \quad (6.1a)$$

$$B \in \langle 22,5D; 50D \rangle, \quad (6.1b)$$

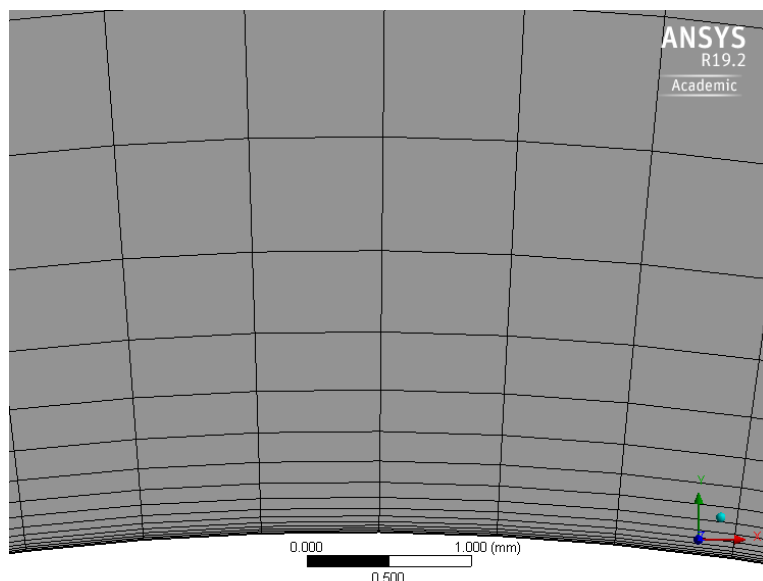
$$E \in \langle 4,5D; 15D \rangle, \quad (6.1c)$$

$$F \in \langle 7,5D; 12,5D \rangle, \quad (6.1d)$$

přičemž předkládaná diplomová práce definuje zmíněné rozměry na základě literatury [16]: $A = 20D$, $B = 30D$, $E = 10D$, $F = 12,5D$, kdy vnější průměr uvažované trubky činí 33,7 mm. Celá úloha se řeší jako transientní při použití viskózního modelu $k-\omega$ SST.



Obr. 6.1: Model geometrie 2D domény.



Obr. 6.2: Detail sítě v oblasti stěny trubky – příkaz „inlace“.

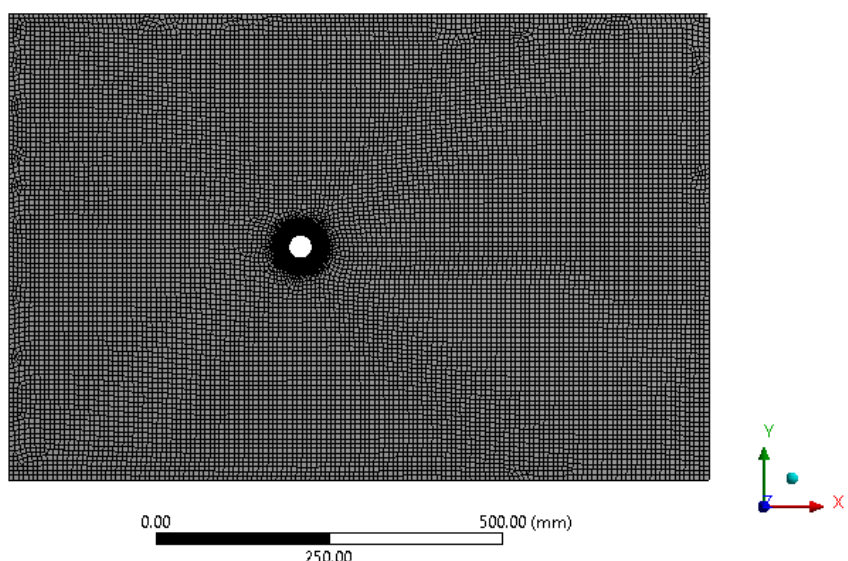
6.1.1 Model diskretizace a okrajových podmínek

Model sítě i okrajových podmínek silně závisí na Reynoldsově čísle. Pro tuto simulaci se volí $Re = 100000$ a protože jako proudící tekutina se uvažuje voda, hodnota vstupní rychlosti v se na základě vztahu (3.1) rovná 2,97 m/s, přičemž hodnota vstupní intenzity turbulence nabývá 3,79 % [55]. Na horní a dolní straně domény se nastavila okrajová podmínka symetrie. Podmínka typu „wall“ s nulovou hodnotou rychlosti byla nastavena na stěnu trubky s absolutní drsností povrchu $1,5 \cdot 10^{-5}$ mm.

Na základě těchto údajů lze z obr. 3.3 obdržet hodnotu Strouhalova čísla 0,23, jež vede k předpokládané frekvenci vírového uvolňování 20,25 Hz, která ovlivňuje hodnotu časového kroku. Jeho maximální hodnota se volí jako dvacetina periody vírového uvolňování z důvodu přesnějšího zaznamenání průběhu oscilace. Na základě této hodnoty a vstupní rychlosti proudění je stanovena maximální velikost buňky 7 mm vedoucí ke Courantovu číslu menšímu než jedna. Současně se též nastavuje velikost první buňky u stěny trubky pomocí faktoru y^+ , která by měla být menší než dva, lépe menší než jedna [53]. Hodnota byla pomocí předběžného odhadu [56] stanovena na 0,0062 mm a v programu ANSYS Fluent 19.1 byla zajištěna užitím příkazu „inlace“ s 40% nárůstem velikosti každého následujícího prvku, viz obr. 6.2.

Tab. 6.1: Kvalita použité sítě.

Kritérium	Minimum	Maximum	Průměr
Aspect ratio	1	115,39	4,05
Jacobian ratio	1	5,74	1,04
Skewness	$1,26 \cdot 10^{-9}$	0,63	$3,28 \cdot 10^{-2}$
Orthogonal quality	0,68	1	0,99



Obr. 6.3: Model diskretizace 2D domény.

Vytvořenou síť tvoří pouze čtyřúhelníkové elementy při celkovém počtu 19069. Kvalitu sítě lze hodnotit pomocí poměru hran prvků (aspect ratio), Jacobiho poměru (Jacobian ratio), ortogonální kvality (orthogonal quality), míry zkosení (skewness) aj. Minimální, maximální a průměrné hodnoty jednotlivých kritérií uvádí tab. 6.1. Na základě publikací [25, 53] lze považovat kvalitu sítě 2D domény, která je zobrazena na obr. 6.3, za zcela dostačující.

Jak již bylo zmíněno na začátku kapitoly 6, součástí simulace je i uživatelem definovaná funkce zaručující pohyb trubky na základě sil působících na její stěnu. UDF se píše v programovacím jazyku C za použití již definovaných maker, které poskytuje ANSYS, Inc. [57]. Makro použité v předkládané diplomové práci je typu „DEFINE_SDOF_PROPERTIES“. Aplikuje se na stěnu trubky, přičemž nese informaci o hmotnosti daného objektu, jeho momentech setrvačnosti a vnějším silovém a momentovém působení. Vnější silové působení reprezentuje pružný a tlumící člen, přičemž platí, že vratná síla (síla od pružiny charakterizující tuhost trubky) působí vždy proti směru výchylky a tlumící síla účinkuje proti vektoru rychlosti. Vytvořenou a použitou UDF pro simulaci kmitání osamocené trubky uvádí příloha B.1

6.1.2 Řešení

Numerický výpočet byl nejprve po hybridní inicializaci spuštěn v ustáleném stavu (steady-state). Poté se spustila transientní analýza bez aplikace UDF při časovém kroku 0,002 s pro 1000 časových kroků. Následujících 1000 kroků při časovém kroku 0,0005 s se obdrželo již při aplikaci navržené UDF a při metodách řešení prvního řádu. Nakonec se provedl finální výpočet, který již proběhl při metodách druhého řádu a jemnějším časovém kroku 0,0002 s k dosažení vyšší přesnosti.

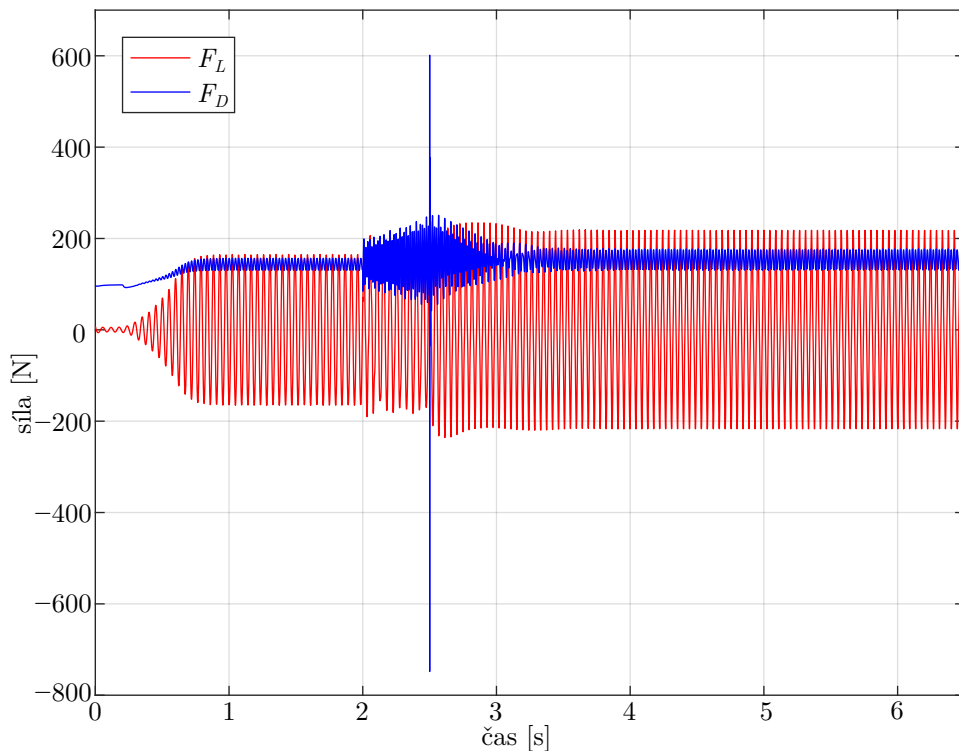
Průběh vztahové a odporové síly napříč všemi nastaveními transientní úlohy lze vidět na obr. 6.4, kdy do času 2 s proběhl výpočet bez použití UDF a od času 2,5 s došlo k aktivaci druhých řádů metod řešení.

Detail ustálené oscilace těchto sil v rozmezí od 4 s do 6,5 s zobrazuje obr. 6.5. Z něj je patrné, že odporová síla F_D kmitá s prakticky dvojnásobnou frekvencí jako síla vztlaková F_L , což potvrzuje i kapitola 3.1.1. Pro obdržení jednotlivých frekvencí byla provedena rychlá Fourierova transformace těchto dvou signálů, viz obr. 6.6. Dominantní frekvence vztlakové síly, která kmitá kolem nulové střední hodnoty, činí 22,6 Hz. V případě odporové síly dosahuje střední hodnota 154 N, přičemž frekvence oscilace se rovná 44,9 Hz.

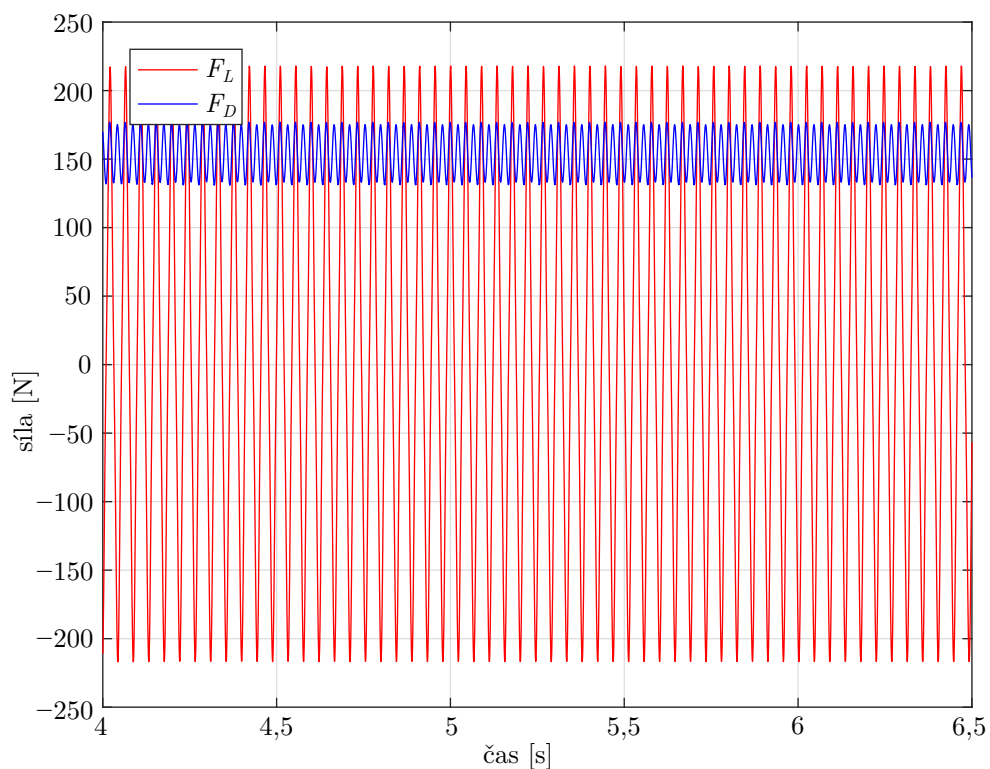
Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.1.1, frekvence vírového uvolňování f_{vs} odpovídá frekvenci vztlakové síly F_L . V kapitole 6.1.1 se však předpokládalo vírové uvolňování při 20,25 Hz. Příčinou této odchylky je především zjednodušený výpočtový model, který není prostorový, ale pouze dvourozměrný. Vyšších frekvencí oscilující vztlakové síly při 2D simulacích vůči experimentálním analýzám bylo dosaženo i v případě publikace [53]. Současně také platí, že hodnotu Strouhalova čísla, tím pádem i frekvenci vírového uvolňování, ovlivňuje vstupní intenzita turbulence, kterou však obr. 3.3 nebere v potaz [29].

Na základě vztahu (3.3) lze obdržet střední hodnotu odporového součinitele $\overline{C_D} = 1,04$. Tu potvrzuje i rešeršní část, kde obr. 3.7 a obr. 3.5 stanovují střední hodnotu odporového součinitele v rozmezí od 0,95 do 1,2.

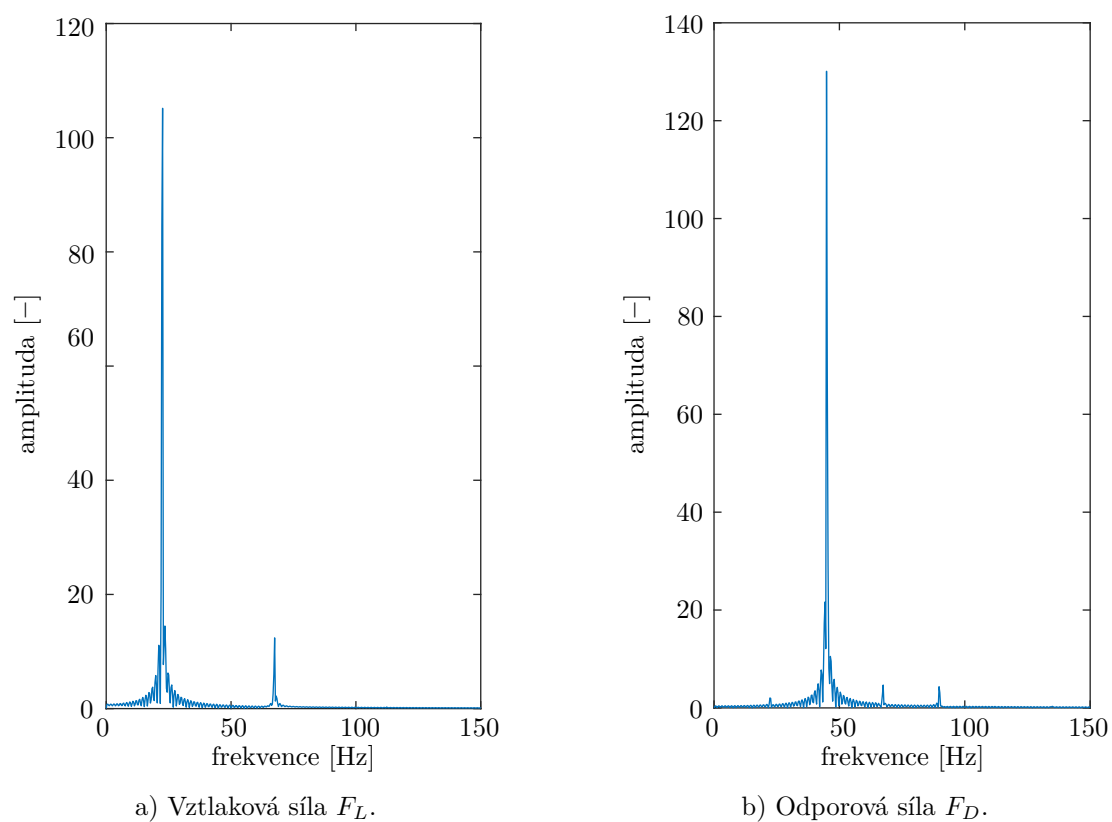
V rámci provedené simulace se zaznamenával i pohyb osy analyzované trubky. Časový průběh výchylky v příčném A_y i v podélném A_x směru vůči proudění tekutiny znázorňuje obr. 6.7, ze kterého je opět patrné, že v podélném směru nastává oscilace s dvojnásobnou frekvencí. Jedná se o stejnou hodnotu jako v případě kmitání odporové síly F_D , viz obr. 6.8. Vzájemný vztah mezi frekvencemi obou výchylek lze pozorovat při záznamu pohybu osy trubky v kartézském souřadnicovém systému na obr. 6.9, kdy při jedné periodě výchylky v ose y dojde ke dvěma kmitům v ose x .



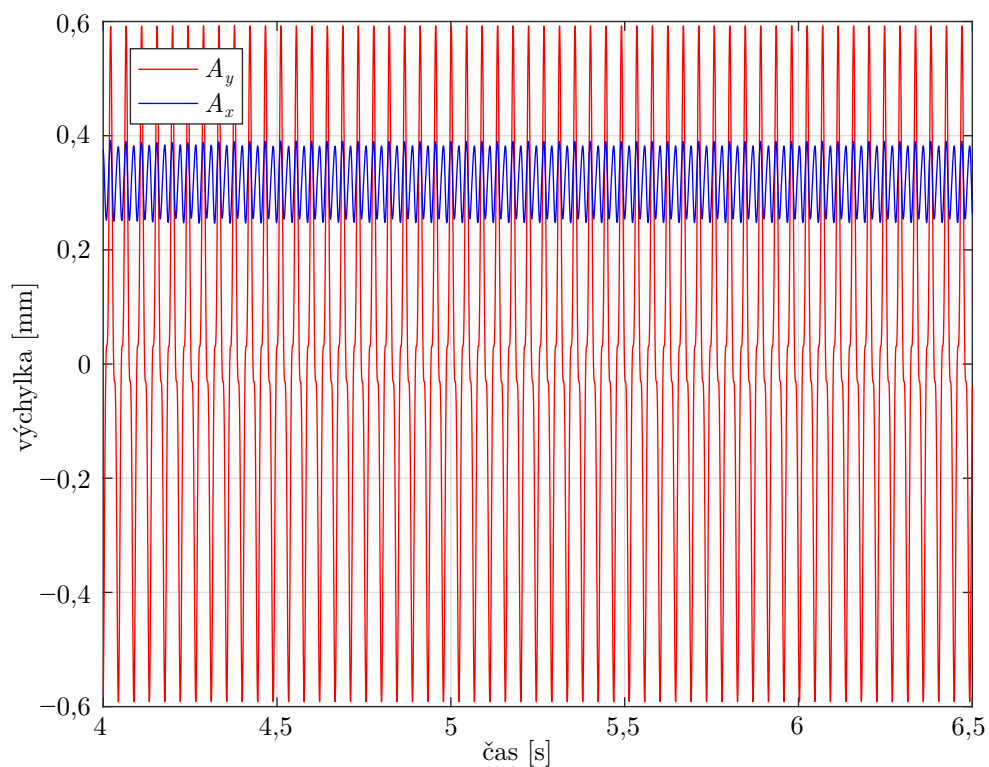
Obr. 6.4: Vztlaková a odporová síla v časové oblasti.



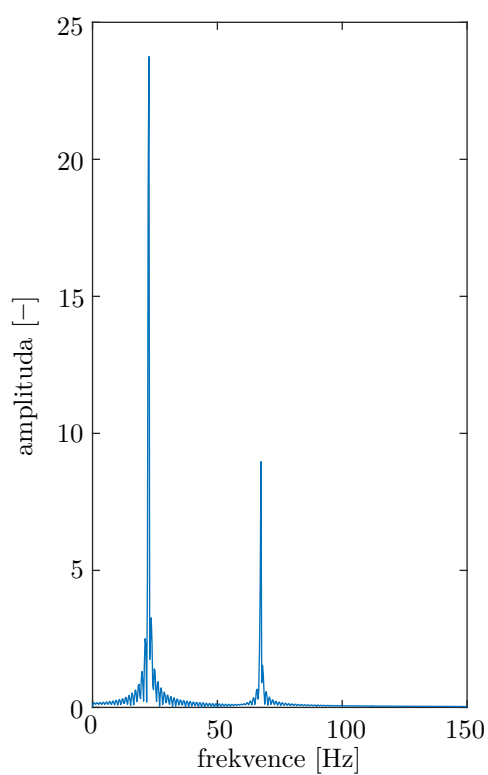
Obr. 6.5: Vztlaková a odporová síla – ustálené kmitání.



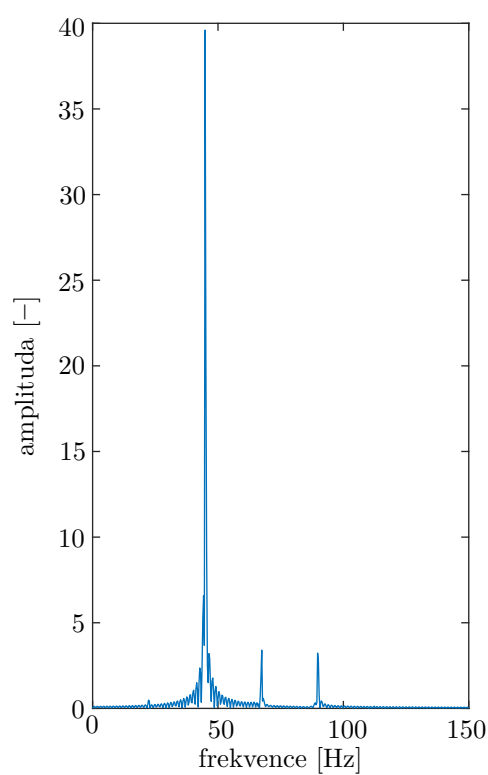
Obr. 6.6: Signál ve frekvenční oblasti – Fourierova transformace.



Obr. 6.7: Ustálené vibrace osy trubky.

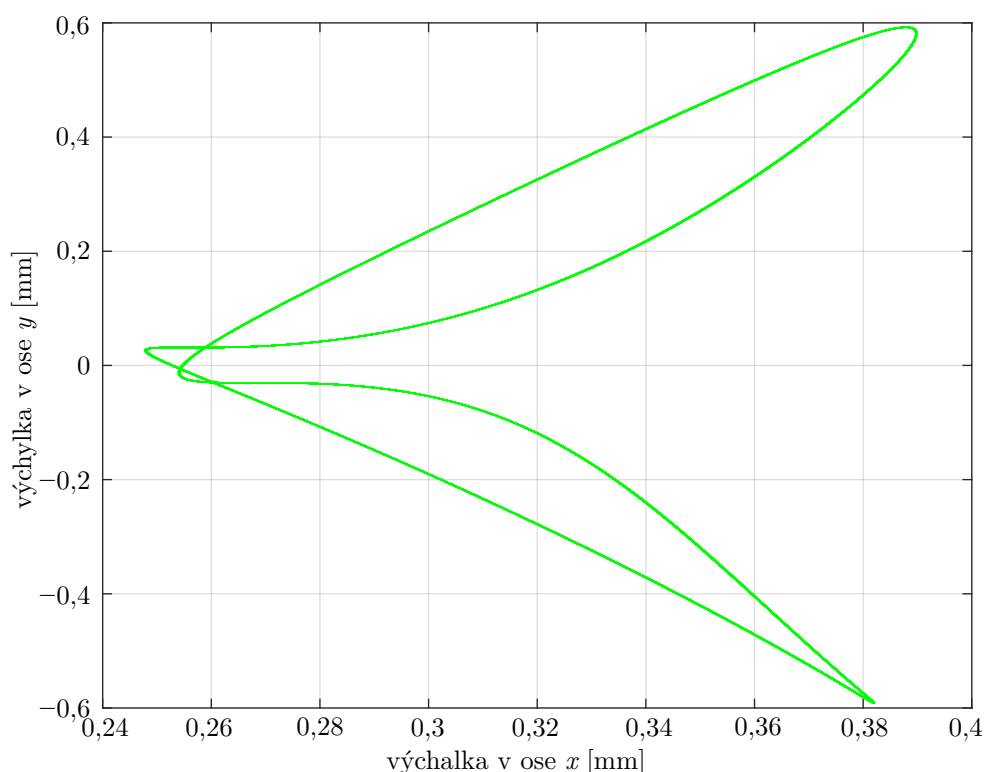


a) Výchylnka v ose y .



b) Výchylnka v ose x .

Obr. 6.8: Signál ve frekvenční oblasti – Fourierova transformace.



Obr. 6.9: Pohyb osy trubky v kartézském souřadnicovém systému.

6.2 Rezonanční stav

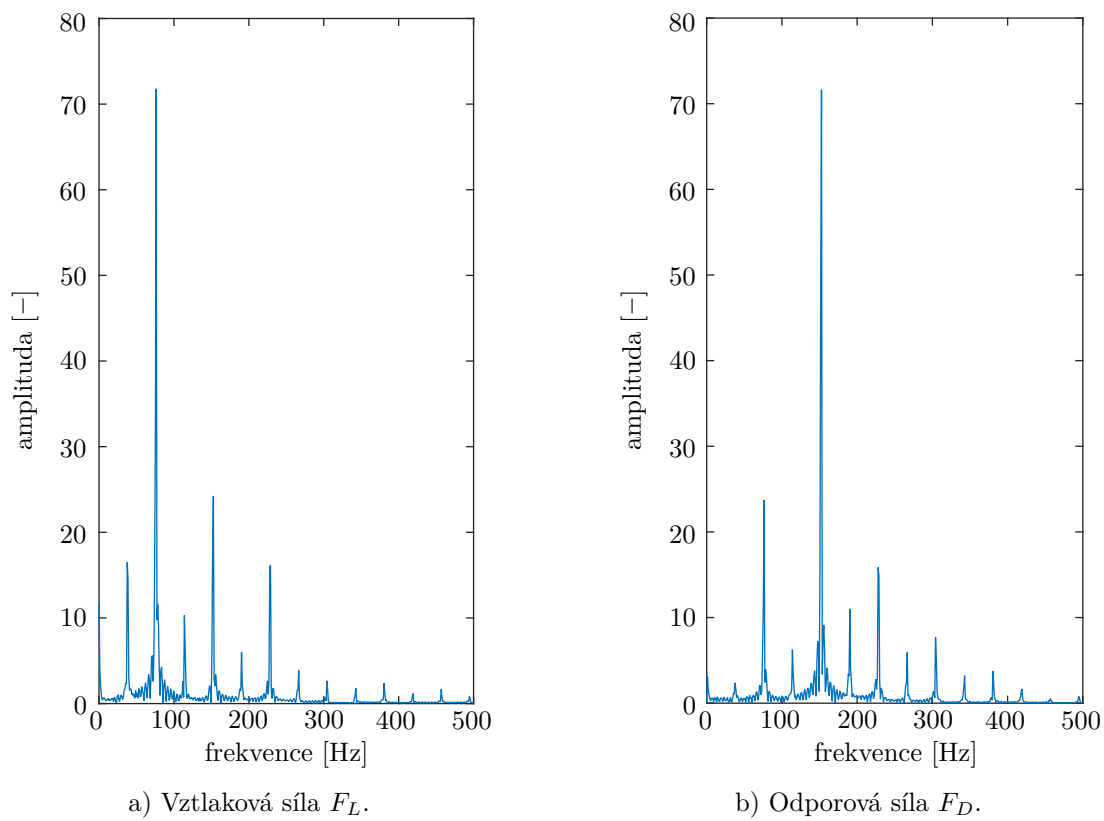
Protože se v předchozí CFD simulaci, kdy frekvence vztahové síly F_L a výchylky v ose y se rovnaly 22,6 Hz, trubka nedostala do stavu rezonance, maximální výchylka dosahovala necelých 0,6 mm. Cílem této kapitoly je navrhnout takové podmínky proudění tekutiny, aby došlo k výrazným výchylkám, ke kterým dochází v blízkém okolí rezonančního stavu.

6.2.1 Úprava modelu diskretizace a okrajových podmínek

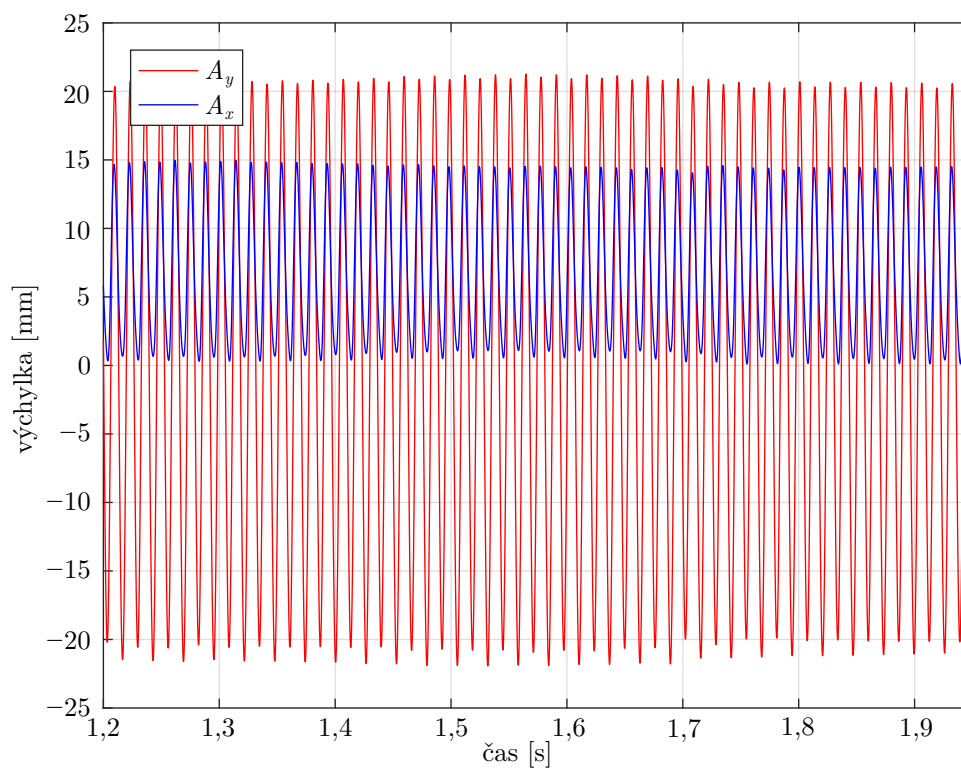
Ke stanovení vlastní frekvence trubky slouží vztah (5.9), při jehož aplikaci se obdrží hodnota 79,5 Hz. Na základě obr. 3.3 a předchozí CFD simulace se provede nový numerický výpočet pro proudění vody při $Re = 360000$. Hodnota vstupní rychlosti se tak změní na 10,68 m/s při intenzitě turbulence 3,23 % [55]. Ostatní okrajové podmínky včetně zvolené drsnosti trubky zůstávají stejné. Z důvodu vyššího Reynoldsova čísla se však pomocí faktoru y^+ nově nastavuje velikost první buňky u stěny trubky na hodnotu 0,002 mm. Tato skutečnost je jako v předchozím případě zajištěna příkazem „inlace“. Nově vzniklá konečnoprvková síť s maximální velikostí buňky 5 mm se skládá z 34228 čtyřúhelníkových elementů. Současně se opět aplikuje UDF uvedená v příloze B.1.

6.2.2 Řešení

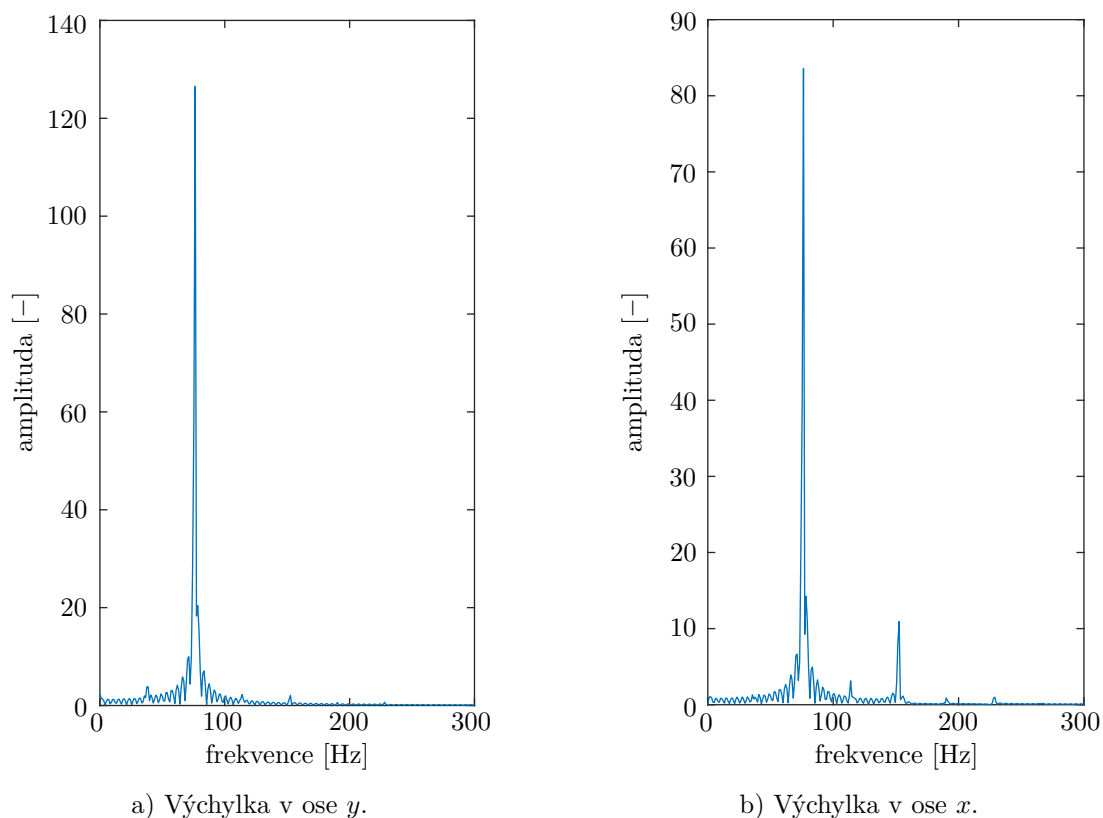
Pro obdržení řešení se po hybridní inicializaci spustil výpočet steady-state, na který nava-



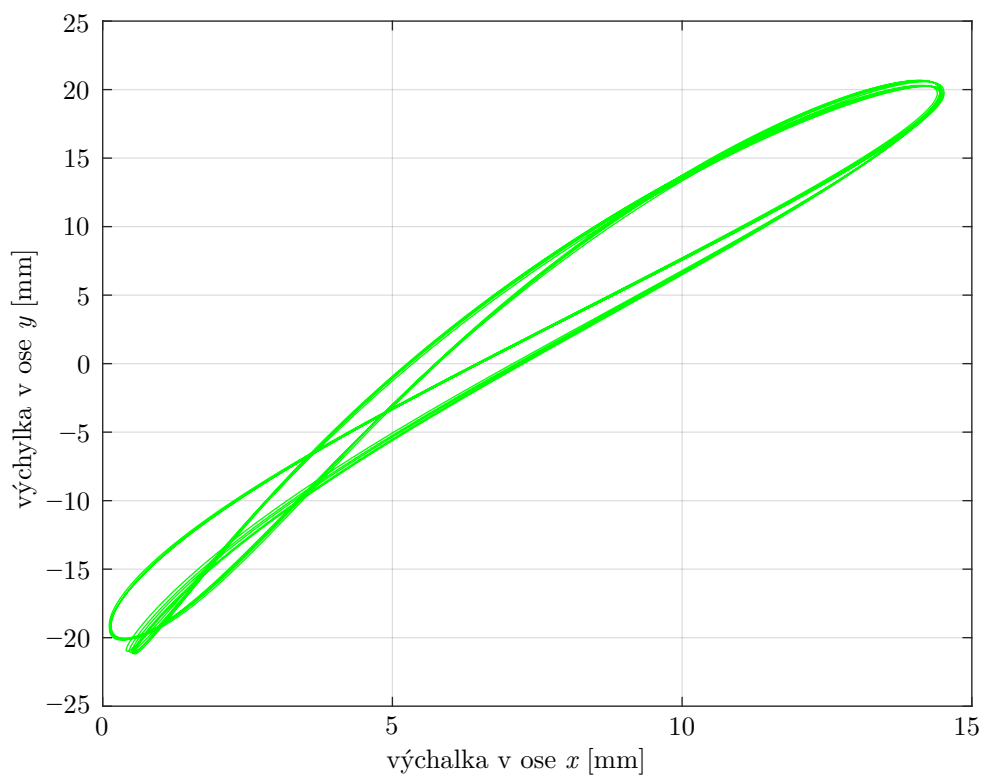
Obr. 6.10: Signál při rezonanci ve frekvenční oblasti – Fourierova transformace.



Obr. 6.11: Ustálené vibrace osy trubky při rezonanci.



Obr. 6.12: Signál při rezonanci ve frekvenční oblasti – Fourierova transformace.



Obr. 6.13: Pohyb osy trubky při rezonanci v kartézském souřadnicovém systému.

zovala transientní úloha s časovým krokem 0,0006 s pro 1000 časových kroků. Následujících 1000 časových kroků při časovém kroku 0,00015 s se obdrželo již při aplikaci zmíněné UDF a metodách řešení prvního řádu. Poté se stejně jako v první CFD simulaci aktivovaly metody druhého řádu a transientní úloha proběhla s časovým krokem 0,00006 s k dosažení vyšší přesnosti.

Působící vztlaková a odporová síla se opět na základě Fourierovy transformace převedla do frekvenční oblasti, viz obr. 6.10. Dominantní frekvence vztlakové síly se v tomto případě rovná 76,3 Hz, což lze považovat za poměrně blízké okolí vlastní frekvence analyzované trubky. Tuto skutečnost též potvrzuje obr. 6.11, který zobrazuje oscilaci středu trubky v obou osách. Příčná výchylka A_y vyvolaná vztlakovou silou F_L dosahuje maximální hodnoty mírně přes 20 mm. V porovnání s předchozí simulací se jedná o více jak 33násobné zvýšení hodnoty, přestože amplituda vztlakové síly vzrostla pouze 8,4krát. Důvodem je dosažení stavu blízkému rezonance. Z obr. 6.10 lze stanovit i dominantní frekvenci odporové síly, jež činí 152,6 Hz, což je dvojnásobek frekvence síly vztlakové. Protože se však v signálu odporové síly objevuje i frekvence 76,3 Hz, která je pravděpodobně způsobená rezonanční výchylkou v příčném směru, dochází na jejím základě k výraznému ovlivnění kmitání trubky i v ose x . I přes to, že se nejedná o dominantní frekvenci odporové síly, trubka v tomto směru kmitá právě s touto frekvencí 76,3 Hz, viz obr. 6.12b). Důvodem je opět vlastní frekvence struktury, která činí 79,5 Hz. Výsledný pohyb v kartézském souřadnicovém systému znázorňuje obr. 6.13.

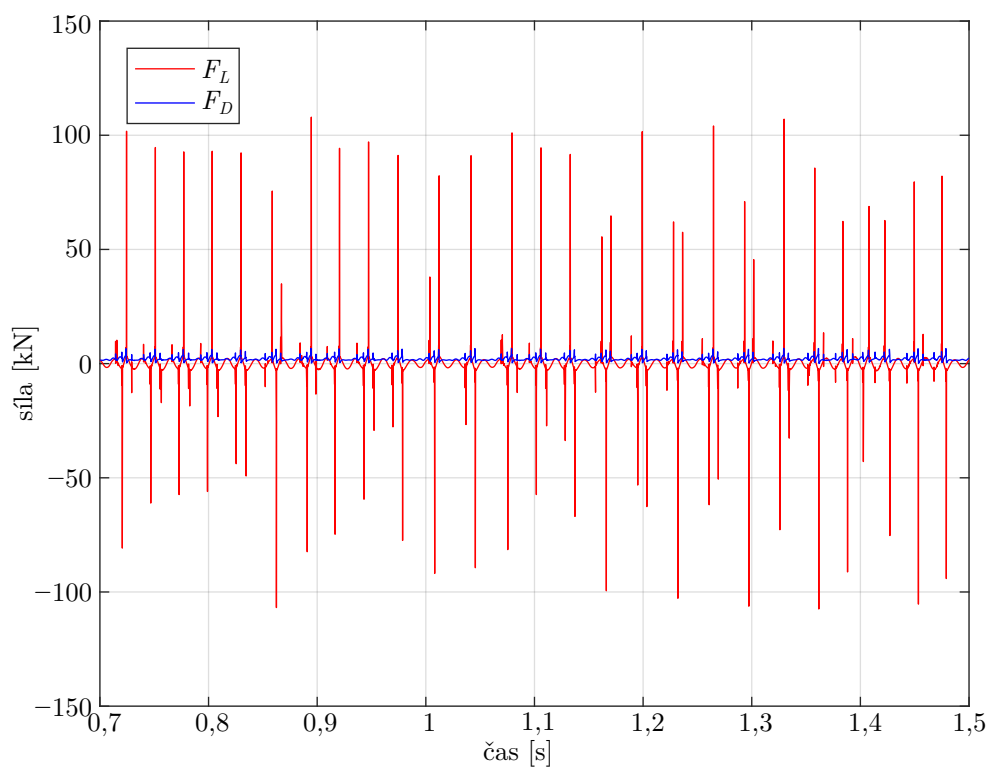
6.3 Simulace vzájemného kontaktu

V případě, že se trubky v trubkovém svazku dostanou do rezonančního stavu, lze očekávat jejich vzájemný kontakt. Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.3, lineární chování pružného člene se při kontaktu dvou trubek mění na nelineární, které lze popsat polynomem vyšších řádů. Průběh vratné síly byl pro analyzovanou trubku při kontaktu ve vzdálenosti 10 mm stanoven v kapitole 5.3.2.

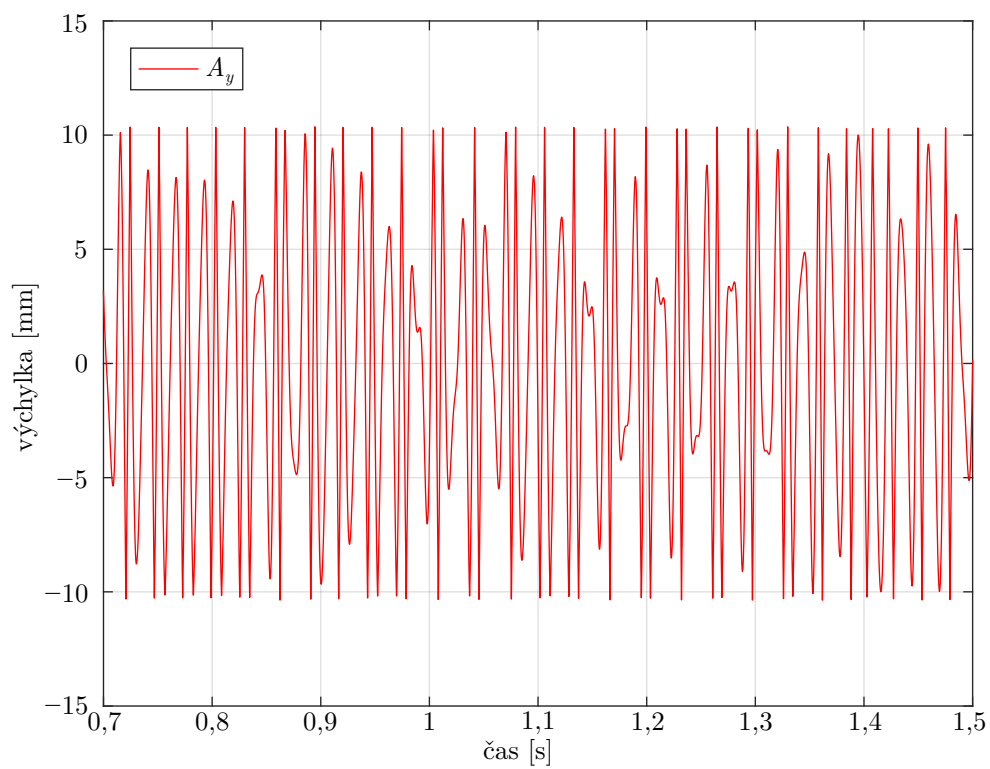
Demonstrace UDF zohledňující kontakt mezi trubkami se provede pouze na osamocené trubce kmitající příčně ke směru proudění při podmínkách, které se aplikovaly pro předchozí simulaci v kapitole 6.2, jež uvedla trubku do stavu v blízkosti rezonance. Nyní se však trubka bude při vychýlení o 10 mm chovat, jako by se dotkla jiné trubky stejně vychýlené. Kmitání by tudíž mělo probíhat pouze v rozmezí od -10 mm do 10 mm. Takto navržená UDF je uvedena v příloze B.2.

Transientní výpočet s aplikací dané UDF byl stejně jako v předchozích simulacích spuštěn po hybridní inicializaci a steady-state analýze. Protože velikost vratné síly narůstá při dosažení kontaktu velmi rychle, je nezbytné při vychýlení blízkému 10 mm definovat výrazně jemnější časový krok. K tomuto účelu slouží UDF uvedená v příloze B.3, která využívá makro typu „DEFINE_DELTAT“. V případě, že výchylka nabývá hodnoty menší než 8 mm, aplikuje se časový krok 0,00006 s. Při překročení této výchylky avšak nedosažení hodnoty 9,5 mm se nastaví časový krok 0,000003 s. Při ještě vyšší výchylce, která následně vede k dosažení kontaktu, probíhá transientní výpočet při časovém kroku 0,000001 s.

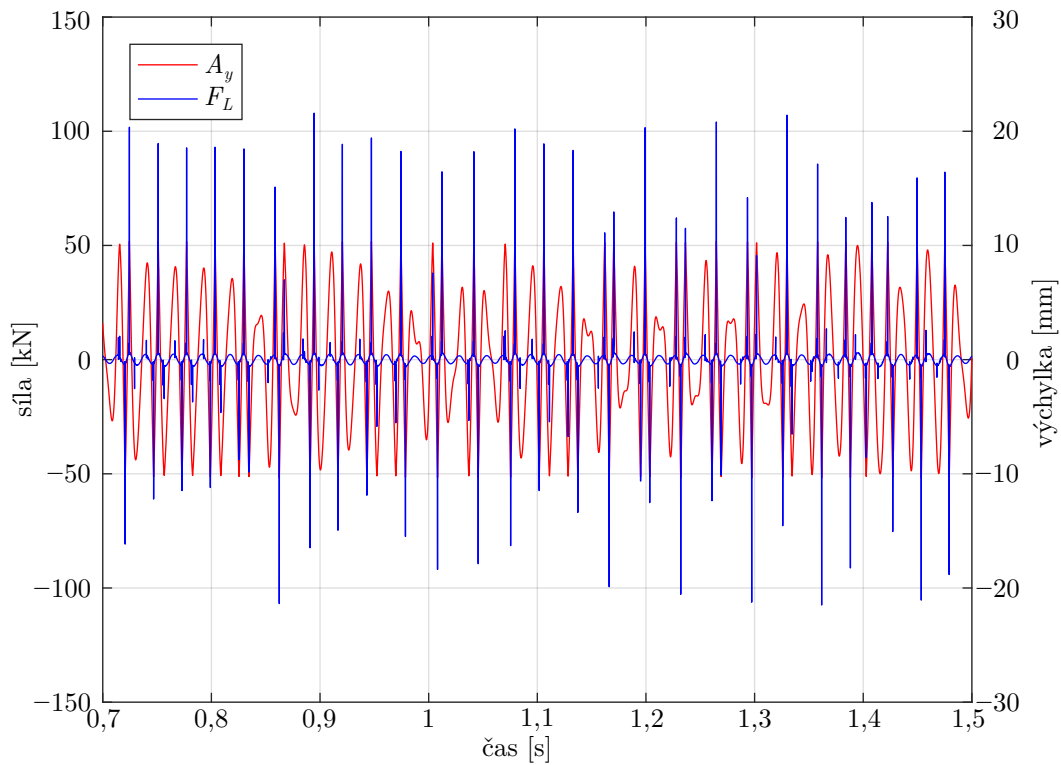
Průběh vztlakové a odporové síly znázorňuje obr. 6.14. Omezení příčného kmitání



Obr. 6.14: Vztlaková a odporová síla při kontaktu.



Obr. 6.15: Vibrace trubky při kontaktu.



Obr. 6.16: Vztlaková síla a odpovídající příčné vibrace.

v rozmezí od -10 mm do 10 mm lze vidět na obr. 6.15. Současně lze pozorovat, že po způsobené kolizi a zastavení pohybu trubky výchylka vlivem rezonance opět rychle roste a způsobuje kolizi novou. Na obr. 6.14 se vykytují výrazné nárůsty vztlakové síly F_L . Ty jsou způsobeny okamžitým zastavením trubky, kdy je její vnější povrch vlivem setrvačnosti tekutiny podroben velkému rázovému zatížení. Tento fakt lze pozorovat i na obr. 6.16, kdy výrazný nárůst vztlakové síly nastává vždy při dosažení výchylky ± 10 mm.

Na základě stanovené tlumicí konstanty a tuhostí pružného členu charakterizujícího tuhost trubky, viz kapitoly 5.2 a 5.3, lze navrženou UDF uvedenou v příloze B.2 upravit pro libovolné trubkové uspořádání. Podmínkou pro aktivaci nelineární vratné síly by poté byla kolize mezi jednotlivými trubkami. Z tohoto důvodu by se musel v každém časovém okamžiku zaznamenávat a vyhodnocovat pohyb všech trubek a v případě dosažení kontaktu by se nelineární vratná síla působící na spojnici středů odpovídajících trubek rozložila do obou os kartézského souřadnicového systému.

7 Závěr

Cílem předkládané diplomové práce bylo nastudování a seznámení se s vibracemi trubky a trubkových svazků vyvolanými prouděním, výpočet tuhosti struktury při kontaktu dvou trubek a navržení adekvátní uživatelem definované funkce (UDF) v programu ANSYS Fluent.

Pro tento účel byla v rámci rešeršní části zpracována problematika vibrací vyvolaných při obtékání trubky kruhového průřezu. Konkrétně se zde uvedly pojmy jako vztlaková a odporová síla s odpovídajícími součiniteli, které slouží k verifikaci a validaci navržených modelů při vírovém uvolňování. Kapitola 3 současně uvádí jednotlivé mechanismy vibrací (vírová a turbulentní excitace, fluidně-elastická nestabilita a akustická rezonance), jejich základní popis a výskyt.

Rešeršní část předkládané diplomové práce se též věnuje tepelným výměníkům, především trubkovým výměníkům se segmentovými přepážkami, a vibracím jejich trubkového svazku. Jednotlivé režimy toku pracovní látky přes svazek trubek kruhového průřezu a metody sloužící k jejich potlačení uvádí kapitola 4.

Aby bylo dosaženo hlavního cíle, tj. navržení UDF beroucí v potaz případnou kolizi trubek, musela být stanovena tuhost trubky, jejíž rozměry byly zvoleny následovně: průměr $D = 33,7 \text{ mm}$, tloušťka $s = 2,5 \text{ mm}$ a délka $l = 1 \text{ m}$. V případě lineárního chování definované trubky je vratná síla přímo úměrná vychýlení, přičemž hodnota konstanty úměrnosti (tuhost pružiny k) silně závisí na okrajových podmínkách. Za předpokladu, že se trubka podepírá z obou stran (idealizace umístění v segmentových přepážkách [16]), nabývá konstanta úměrnosti přibližně hodnoty $480,9 \text{ N/mm}$. Lineární závislost se však při kontaktu dvou trubek mění na nelineární. Z tohoto důvodu byla v programu ANSYS Workbench 19.2 navržena odpovídající kontaktní úloha vedoucí k dané závislosti, která se následně pomocí metody nejmenších čtverců proložila kvadratickou funkcí.

Ke zpřesnění chování trubky při oscilaci se v kapitole 5 na základě použitých publikací stanovila i tlumící konstanta b . Jelikož ale literatura udává značný rozptyl těchto hodnot, součástí práce je i navržení případného experimentu vedoucího k přesné hodnotě tlumící konstanty v rámci uvažované geometrie trubky.

Na základě takto stanovených veličin a závislostí byla nejprve provedena CFD simulace osamocené trubky v rámci dvourozměrné domény při proudění tekutiny charakterizovaném Reynoldsovým číslem 100000. K řešení transientní úlohy s aplikací UDF popisující neomezený pohyb trubky na základě sil působících na její povrch se obdržely výsledky odpovídající předpokladům stanovených na základě rešeršní části. Frekvence vztlakové síly F_L se rovná frekvenci oscilace trubky v příčném směru, přičemž frekvence síly odporové F_D a jejího odpovídajícího součinitele nabývá hodnoty dvojnásobné, tj. $44,9 \text{ Hz}$. V rámci verifikace a validace modelu kmitání trubky se též využila střední hodnota součinitele odporu, která je při těchto podmínkách rovna 1,04.

Protože se však v předchozí simulaci nedosáhlo velkých výchylek, byla navržena nová CFD simulace, která měla za cíl dosáhnoutí stavu rezonance analyzované trubky. Této skutečnosti bylo docíleno při $Re = 360000$. Výchylka v příčném směru vůči proudění tekutiny dosahovala 20 mm , přičemž frekvence odporové síly opět nabyla dvojnásobné

hodnoty vůči frekvenci síly vztlakové. Konkrétně se jednalo o 152,6 Hz a 76,3 Hz.

Z důvodu takto vysokých amplitud lze předpokládat, že bude docházet ke vzájemným kolizím mezi trubkami. Z tohoto důvodu byla vytvořena taková UDF, která bere v úvahu i reakční sílu vzniklou při kontaktu dvou trubek. Ta byla v rámci demonstrace aplikována opět na osamocenou trubku, která však byla při příčné výchylce ± 10 mm podrobena zmíněné kolizi.

Tento princip lze aplikovat pro libovolné uspořádání trubkového svazku. Podmínkou je pouze záznam pohybu jednotlivých trubek, na jehož základě bude docházet k aplikaci reakční síly z důvodu dosažení kolize. Zmíněná reakční síla bude vždy působit na spojnici středů trubek v uvažované kolizi. Tato normálová síla se poté na základě polohy trubek rozloží do obou souřadných os. V případě, že by se následně trubky analyzovaly z hlediska únavy, viz publikace [16], kromě zaznamenané vztlakové a odporové síly by se musela aplikovat i síla reakční způsobená vzájemným kontaktem trubek.

Závěrem lze říci, že stanovených cílů diplomové práce bylo dosaženo, přičemž pokračováním by mohla být studie zabývající se predikcí dovolených vibrací trubkových svazků z hlediska únavy i opotřebení.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. ISBN 08-247-9787-6.
- [2] VEJVODA, Stanislav. *Stavba procesních zařízení*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2002. ISBN 80-214-2302-1.
- [3] JEGLA, Zdeněk. *Navrhování procesních a energetických systémů*. (přednáška) Brno: Ústav procesního inženýrství, FSI VUT, 9. 10. 2018.
- [4] SHAH, R. K. (Ramesh K.); SEKULIĆ, Dušan P. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003. ISBN 9780471321712.
- [5] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o., 2013.
- [6] TEMA. *Standard of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 9. vyd. Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc, 2007.
- [7] SHINDE, Sunil S; JOSHI, Samir S; PAVITHRAN, S. Performance Improvement in Single phase Tubular Heat Exchanger using continuous Helical Baffles. *International Journal of Engineering Research and Applications*. 2012, roč. 2, č. 1, s. 1141–1149.
- [8] OCHRANA, Ladislav. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. 1. vyd. Brno: Fakulta strojní VUT, 1993.
- [9] NEUBERGER, Pavel; ADAMOVSKEÝ, Daniel; ADAMOVSKEÝ, Radomír. *Termomechanika*. Praha: Česká zemědělská univerzita, 2007. ISBN 978-80-213-1634-8.
- [10] KUKULKA, David J; BAIER, R E; MOLLENDORF, J C. Factors Associated with Fouling in the Process Industry. *Heat Transfer Engineering*. 2004, roč. 25, č. 5, s. 23–29. Dostupné z DOI: 10.1080/01457630490458978.
- [11] TABOREK, J; KNUDSEN, J; AOKI, T; RITTER, R B; PALEN, J W. Fouling—The Major Unresolved Problem in Heat Transfer, Part I. *Chemical Engineering Progress*. 1972, roč. 68, č. 2, s. 59–67.
- [12] TABOREK, J; KNUDSEN, J; AOKI, T; RITTER, R B; PALEN, J W. Fouling—The Major Unresolved Problem in Heat Transfer, Part II. *Chemical Engineering Progress*. 1972, roč. 68, č. 7, s. 69–78.
- [13] JEGLA, Zdeněk; KILKOVSKÝ, Bohuslav; STEHLÍK, Petr. Calculation Tool for Particulate Fouling Prevention of Tubular Heat Transfer Equipment. *Heat Transfer Engineering*. 2010, roč. 31, č. 9, s. 757–765.
- [14] JEGLA, Zdeněk. *Intenzifikační rekonstrukce - aktuální trend integrované rekonstrukce výměny tepla*. (přednáška) Brno: Ústav procesního inženýrství, FSI VUT, 13. 3. 2019.
- [15] CHEN, Shoei - Sheng. *Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures*. Ed. LABORATORY, Argonne National; CENTER., United States. Department Of Energy. Technical Information. Argonne: Argonne National Laboratory, 1985.

- [16] BUZÍK, Jiří. *Analýza cyklické únavy trubkového svazku vlivem proudění pracovního média*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Stanislav Vejvoda, CSc.
- [17] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [18] NISSAN, Danny. *Effects of vortex induced vibrations on cylinders in tandem configuration at critical Reynold numbers*. Stockholm: Royal Institute of Technology, 2014. Diplomová práce.
- [19] KOZUBKOVÁ, Milada; DRÁBKOVÁ, Sylva. *Numerické modelování proudění FLU-ENT 1*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0525-1.
- [20] LIENHARD, John H. *A Heat transfer textbook*. Cambridge: Phlogiston Press, 2006. ISBN 0-13-385089-7.
- [21] LIENHARD, John H. *Synopsis of lift, drag, and vortex frequency data for rigid circular cylinders*. Pullman, Washington: Technical Extension Service, 1966.
- [22] SUMER, B Mutlu; FREDSE, Jørgen. *Hydrodynamics Around Cylindrical Structures*. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006. Advanced Series on Ocean Engineering. ISBN 978-981-270-039-1. Dostupné z DOI: 10.1142/6248.
- [23] CHEN, S. S.; JENDRZEJCZYK, J. A.; WAMBSGANSS, M. W. Dynamics of Tubes in Fluid With Tube-Baffle Interaction. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 1985, roč. 107, č. 1, s. 7. ISSN 00949930. Dostupné z DOI: 10.1115/1.3264410.
- [24] ANDRITZKY, H. K. M.; GREGORIG, R. Ein Schwingungskriterium eines quer angeströmten Rohres. Teil 2: Versuchseinrichtung und Ergebnisse grundlegender Versuche. *Chemie Ingenieur Technik*. 1968, roč. 40, č. 9-10, s. 483–488. ISSN 0009286X. Dostupné z DOI: 10.1002/cite.330400913.
- [25] ASYIKIN, Muhammad Tedy. *CFD Simulation of Vortex Induced Vibration of a Cylindrical Structure*. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 2012. Diplomová práce.
- [26] SHAUGHNESSY, Edward J; KATZ, Ira M; SCHAFFER, James P. *Introduction to fluid mechanics*. New York: Oxford University Press, 2005. ISBN 978-0-19-515451-1.
- [27] ZDRAVKOVICH, M M. *Flow around circular cylinders*. New York: Oxford University Press, 2003. ISBN 978-0-19-856561-1.
- [28] FARELL, C.; BLESSMANN, J. On critical flow around smooth circular cylinders. *Journal of Fluid Mechanics*. 1983, roč. 136, s. 375–391. Dostupné z DOI: 10.1017/S0022112083002190.
- [29] CHEUNG, J.C.K.; MELBOURNE, W.H. Turbulence effects on some aerodynamic parameters of a circular cylinder at supercritical numbers. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 1983, roč. 14, s. 399–410. Dostupné z DOI: 10.1016/0167-6105(83)90041-7.

-
- [30] DAVIDSON, Lars. *Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling*. Göteborg: Chalmers University of Technology, 2019.
- [31] LEWIS, C.H.; GRIFFIN, M.J. Predicting the effects of vertical vibration frequency, combinations of frequencies and viewing distance on the reading of numeric displays. *Journal of Sound and Vibration*. 1980, roč. 70, č. 3, s. 355–377. ISSN 0022460X. Dostupné z DOI: 10.1016/0022-460X(80)90305-3.
- [32] BLEVINS, Robert D. *Flow-induced vibration*. Krieger Pub Co, 2001. ISBN 1575241838.
- [33] HEWITT, G F. *Heat exchanger design handbook, 1998*. New York: Begell House, 1998. ISBN 15-670-0096-7.
- [34] KIND, Matthias; HOLGER, Martin. *VDI heat atlas*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN 3540778764.
- [35] PETTIGREW, M.J.; TAYLOR, C.E. Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: an overview—Part 1: flow, damping, fluidelastic instability. *Journal of Fluids and Structures*. 2003, roč. 18, č. 5, s. 469–483. ISSN 08899746. Dostupné z DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2003.08.007.
- [36] PETTIGREW, M.J.; TAYLOR, C.E. Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: an overview—Part 2: vibration response, fretting-wear, guidelines. *Journal of Fluids and Structures*. 2003, roč. 18, č. 5, s. 485–500. Dostupné z DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2003.08.008.
- [37] BLAKE, William K. *Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration: General Concepts and Elementary Sources*. Orlando: Academic Press, 1986. ISBN 978-0-12-103501-3.
- [38] KANEKO, Shigehiko; NAKAMURA, Tomomichi; INADA, Fumio; KATO, Minoru; ISHIHARA, Kunihiro. *Flow-induced vibrations: classifications and lessons from practical experiences*. 2. vyd. Great Britain: Elsevier Science Ltd, 2014. ISBN 978-0-08-098347-9.
- [39] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. 2. vyd. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-4213-3.
- [40] PETTIGREW, M. J.; GORMAN, D. J. Vibration of heat exchanger tube bundles in liquid and two phase crossflow. *Flow Induced Vibration Guidelines*. 1981, roč. 52.
- [41] AU-YANG, M. K. Flow-Induced Vibration: Guidelines for Design, Diagnosis, and Troubleshooting of Common Power Plant Components. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 1985, roč. 107, č. 4, s. 326–334. Dostupné z DOI: 10.1115/1.3264460.
- [42] PARKER, R. Acoustic resonances in passages containing banks of heat exchanger tubes. *Journal of Sound and Vibration*. 1978, roč. 57, č. 2, s. 245–260. Dostupné z DOI: 10.1016/0022-460X(78)90583-7.
- [43] BURTON, T.E. Sound speed in a heat exchanger tube bank. *Journal of Sound and Vibration*. 1980, roč. 71, č. 1, s. 157–160. Dostupné z DOI: 10.1016/0022-460X(80)90415-0.

- [44] WAMBSGANSS, M. W.; HALLE, Henry; MULCAHY, T. M. *Structural Dynamics and Fluid Flow in Shell-and-Tube Heat Exchangers*. Argonne: Argonne National Laboratory, 1985. Technická zpráva.
- [45] FITZ-HUGH, J. S. Flow-induced Vibration in Heat Exchangers. *Proceedings of UKAEA/NPL International Symposium on Vibration Problems in Industry*. 1973, s. 1–17.
- [46] SPALDING, D. B. *Heat Exchanger Design Handbook*. Londýn: Hemisphere Publishing Corporation, 1983. ISBN 3-1841-9081-1.
- [47] SAUNDERS, E. A. D. *Heat Exchangers: Design, Selection and Construction*. Boston: Addison Wesley Longman, 1989.
- [48] CAI, C; ZHENG, H; HUNG, K C. *Modeling of Material Damping Properties in ANSYS*. Singapore. Technická zpráva. Defense Systems Division, Institute of High Performance Computing.
- [49] JENSEN, S R; SPEARS, R E. Approach for Selection of Rayleigh Damping Parameters Used for Time History Analysis. *Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping*. 2009, s. 1–9.
- [50] MALENOVSKÝ, Eduard. *Studijní opora z předmětu Počítačové metody mechaniky v dynamice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016.
- [51] LIAO, Yabin; WELLS, Valana. Modal parameter identification using the log decrement method and band-pass filters. *Journal of Sound and Vibration*. 2011, roč. 330, č. 21, s. 5014–5023. Dostupné z DOI: 10.1016/j.jsv.2011.05.017.
- [52] ISHIZAKA, K.; FLANAGAN, J. L. Synthesis of Voiced Sounds From a Two-Mass Model of the Vocal Cords. *Bell System Technical Journal*. 1972, roč. 51, č. 6, s. 1233–1268. ISBN 0879330449. ISSN 0005-8580. Dostupné z DOI: 10.1002/j.1538-7305.1972.tb02651.x.
- [53] TOMEČEK, Petr. *Analýza působení větru na štíhlé stavební konstrukce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav stavební mechaniky, 2014. Diplomová práce.
- [54] KULKARNI, A; MOEYKENS, S. *Flow over a Cylinder*. © Fluent Inc., 2005.
- [55] *CFD online*. Turbulence intensity. MediaWiki, 2018-07-30 [cit. 2019-09-20]. Dostupné z: https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_intensity.
- [56] *CFD online*. Y+ Wall Distance Estimation. MediaWiki, 2018-07-30 [cit. 2019-09-20]. Dostupné z: <https://www.cfd-online.com/Tools/yplus.php>.
- [57] *UDF Manual*. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2009.

Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol	Jednotka	Význam
A, A_{\min}, A_{\max}	[m]	amplituda kmitu
A_s	[m ²]	příčná plocha obtékaného tělesa
b	[Ns/m]	tlumící konstanta
\mathbf{B}	[Ns/m]	matice tlumení
C	[m/s]	rychlost zvuku v tekutině
C_D	[-]	odporový součinitel
$\overline{C_D}$	[-]	střední hodnota odporového součinitele
$\widehat{C_D}$	[-]	fluktuace odporového součinitele
C_{eff}	[m/s]	efektivní rychlost zvuku v tekutině
C_L	[-]	vztlakový součinitel
$\widehat{C_L}$	[-]	fluktuace vztlakového součinitele
C_n	[-]	redukované tlumení
D	[m]	průměr trubky
D_{ns}	[m]	průměr vstupního hrdla
D_s	[m]	průměr pláště
E	[Pa]	modul pružnosti
E_b	[J]	disipativní energie
E_k	[J]	kinetická energie
E_p	[J]	potenciální energie
F, F_{w+}, F_{w-}	[N]	působící síla
f_a	[Hz]	akustická frekvence
F_A, F_B	[N]	síly ve vazbách
F_b	[N]	tlumící síla
F_d	[N]	doplňková síla
F_D	[N]	odporová síla
F_i	[N]	působící síla
F_k, F_{k1}, F_{k2}	[N]	síla od pružiny
$\overline{F_{k1}}, \overline{F_{k2}}$	[N]	reakční síla při kontaktu
F_L	[N]	vztlaková síla
f_n	[Hz]	vlastní frekvence
f_{vs}	[Hz]	frekvence vírového uvolňování
f_{tb}	[Hz]	frekvence při turbulentní excitaci
F_x, F_y, F_z	[N]	síly v kartézském souřadnicovém systému
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
I	[-]	intenzita turbulence
J_y, J_z	[m ⁴]	kvadratický moment průřezu
k	[N/m]	tuhost pružiny
\mathbf{K}	[N/m]	matice tuhosti

l	[m]	délka trubky
$L_{b,\max}$	[m]	maximální nepodepřená délka trubky
$L_{bc,\max}$	[m]	maximální vzdálenost mezi přepážkami
$L_{bc,\min}$	[m]	minimální vzdálenost mezi přepážkami
L_L	[m]	rozteč trubek ve směru rovnoběžném se směrem proudění
L_{ns}	[m]	vzdálenost nárazového plechu v přední komoře
L_T	[m]	rozteč trubek ve směru příčném na směr proudění
m	[kg]	hmotnost
\mathbf{M}	[kg]	matice hmotnosti
M_g	[kg/mol]	molární hmotnost
M_o, M_{oI}, M_{oII}	[N/m]	ohybový moment
M_{oy}, M_{oz}	[N/m]	ohybový moment kolem osy y , resp. z
M_x, M_y, M_z	[N/m]	momenty v kartézském souřadnicovém systému
n	[–]	číslo vlastního tvaru
p	[Pa]	tlak
P	[W]	výkon vnějších sil
q, q_i	[m]	zobecněná souřadnice
\vec{q}, q_0	[N/m]	liniové zatížení
q_h, q_p	[m]	homogenní a partikulární řešení pohybové rovnice
r	[m]	rozteč trubek
R	[J/(K·mol)]	molární plynová konstanta
R_e	[Pa]	mez kluzu
Re	[–]	Reynoldsovo číslo
s	[m]	tloušťka trubky
St	[–]	Strouhalovo číslo
t	[s]	čas
$t_{1,1}$	[°C]	vstupní teplota pracovní látky 1
$t_{1,2}$	[°C]	výstupní teplota pracovní látky 1
$t_{2,1}$	[°C]	vstupní teplota pracovní látky 2
$t_{2,2}$	[°C]	výstupní teplota pracovní látky 2
T	[K]	teplota média
T_p	[s]	perioda kmitání
T_v	[s]	perioda vytvářejících se vírů
$\Delta\bar{T}$	[°C]	střední teplotní rozdíl
ΔT_{LM}	[°C]	střední logaritmický teplotní rozdíl
U	[W/(m ² K)]	součinitel prostupu tepla
v	[m/s]	rychlost proudění
v_g	[m/s]	rychlost mezi trubkami v trubkovém svazku
v_{ns}	[m/s]	rychlost tekutiny ve vstupním hrdle
V_r	[–]	redukováná rychlost
w	[m]	průhyb
W	[J]	práce vnějších sil
w_0	[kg/m]	efektivní hmotnost trubky na jednotku délky

x_l	$[-]$	poměr podélné rozteče trubek k jejich průměru
x_t	$[-]$	poměr příčné rozteče trubek k jejich průměru
x, y, z	$[-]$	osy kartézského souřadnicového systému
y_{vs}	$[m]$	amplituda kmitu trubky při vírové excitaci
y_{tb}	$[m]$	amplituda kmitu trubky při turbulentní excitaci
Z	$[-]$	kompresibilní faktor
α	$[W/(m^2K)]$	součinitel přestupu tepla
γ	$[-]$	bezrozměrný modální faktor
δ	$[-]$	logaritmický útlum
ε	$[m]$	absolutní drsnost
ζ	$[-]$	poměrný útlum
η	$[Pa \cdot s]$	dynamická viskozita
κ	$[-]$	Poissonova konstanta
λ	$[-]$	vlastní číslo
μ	$[-]$	Poissonovo číslo
ρ	$[kg/m^3]$	hustota
σ	$[-]$	tuhost trubkového uspořádání
σ_{red}	$[Pa]$	redukováné napětí
Ω	$[rad/s]$	vlastní úhlová frekvence tlumeného kmitání
Ω_0	$[rad/s]$	vlastní úhlová frekvence netlumeného kmitání
Ω_1, Ω_2	$[rad/s]$	vlastní úhlová frekvence prvního a druhého vlastního tvaru

Zkratka

CFD
FFT
FSI
HBR
HNBR
MKP
SST
TEMA
UDF

Význam

Computational Fluid Dynamics
Fast Fourier Transform
Fluid-Structure Interaction
akrylonitril-butadien kaučuk
hydrogenovaný akrylonitril-butadien kaučuk
metoda konečných prvků
Shear Stress Transport
Tubular Exchanger Manufacturers Association
uživatelé definovaná funkce

Seznam obrázků

2.1	Vzájemné proudění ve výměníku.	18
a)	Souproudé	18
b)	Protiproudé	18
c)	Křížové	18
d)	Se šikmým proudem	18
e)	Kombinované	18
2.2	Konfigurace trubkového výměníku typu „trubka v trubce“ – příčný řez. . .	19
a)	Jedna vnitřní trubka	19
b)	Skupina vnitřních trubek	19
2.3	Vícechodý dvoutrubkový výměník. Předloha z [1].	19
2.4	Typy předních komor [6].	20
2.5	Typy plášťů [6].	20
2.6	Typy zadních komor [6].	20
2.7	Typy segmentových přepážek. Předloha z [4].	21
a)	Jedno-segmentové	21
b)	Dvou-segmentové	21
c)	Troj-segmentové	21
d)	No tubes in window	21
e)	Disk and doughnut	21
2.8	Regenerační výměník tepla. Předloha z [8].	22
2.9	Fáze procesu zanášení. Předloha z [10].	23
3.1	Proudění v okolí bodu odtržení. Předloha z [17].	26
3.2	Režimy toku vírového uvolňování v závislosti na Reynoldsově čísle. Převzato z [20].	27
a)	$Re < 5$	27
b)	$5 < Re < 40$	27
c)	$40 < Re < 150$	27
d)	$150 < Re < 3 \cdot 10^5$	27
e)	$3 \cdot 10^5 < Re < 3,5 \cdot 10^6$	27
f)	$3,5 \cdot 10^6 < Re$	27
3.3	Závislost Strouhalova a Reynoldsova čísla. Převzato z [16].	27
3.4	Oscilace součinitele odporu a vztlaku. Převzato z [22].	28
3.5	Součinitel odporu a vztlaku v závislosti na Reynoldsově čísle. Předloha z [27].	29
3.6	Vliv drsnosti povrchu na součinitel odporu. Předloha z [16].	30
3.7	Vliv intenzity turbulence na střední hodnotu součinitele odporu. Převzato z [29].	30
3.8	Vliv intenzity turbulence na fluktuaci odporového součinitele. Převzato z [29].	31
3.9	Vliv intenzity turbulence na fluktuaci vztlakového součinitele. Převzato z [29].	31
3.10	Vibrační odezva v závislosti na rychlosti proudění tekutiny. Předloha z [34].	33
3.11	Rozsah zamezení a potlačení synchronizace. Převzato z [38].	34
4.1	Režimy toku pro čtvercové uspořádání trubkového svazku. Předloha z [15].	38

4.2	Režimy toku pro trojúhelníkové uspořádání trubkového svazku. Předloha z [15].	38
4.3	Hodnoty Strouhalova čísla při obtékání trubkového svazku. Převzato z [38].	39
a)	Čtvercové uspořádání	39
b)	Trojúhelníkové uspořádání	39
4.4	Maximální a minimální vzdálenost mezi přepážkami. Předloha z [46]. . . .	40
4.5	Uložení nárazového plechu v přední komoře tepelného výměníku. Předloha z [46].	41
5.1	Model kmitání trubky se dvěma stupni volnosti.	43
5.2	Tlumené kmitání.	46
5.3	Zatížení trubky nacházející se mezi přepážkami osamělou silou.	47
5.4	Liniové zatížení trubky nacházející se mezi přepážkami.	48
5.5	Průhyb trubky mezi segmentovými přepážkami v ose z [mm].	48
5.6	Redukované napětí – von Mises [MPa].	48
5.7	Liniové zatížení trubky nacházející se mezi trubkovnicí a přepážkou. . . .	49
5.8	Průhyb trubky nacházející se u trubkovnice v ose z [mm].	49
5.9	Charakteristika nelineární tuhosti pružného členu. Předloha z [52].	50
5.10	Model geometrie.	50
5.11	Konečnoprvková síť – kontaktní úloha.	51
5.12	Závislost působící síly na průhybu trubky.	52
5.13	Závislost působící síly na průhybu trubky při kontaktu.	53
5.14	Závislost působící síly na průhybu trubky při kontaktu z obou stran. . . .	53
6.1	Model geometrie 2D domény.	55
6.2	Detail sítě v oblasti stěny trubky – příkaz „inface“.	56
6.3	Model diskretizace 2D domény.	57
6.4	Vztlaková a odporová síla v časové oblasti.	58
6.5	Vztlaková a odporová síla – ustálené kmitání.	59
6.6	Signál ve frekvenční oblasti – Fourierova transformace.	59
a)	Vztlaková síla F_L	59
b)	Odporová síla F_D	59
6.7	Ustálené vibrace osy trubky.	60
6.8	Signál ve frekvenční oblasti – Fourierova transformace.	60
a)	Výchylka v ose y	60
b)	Výchylka v ose x	60
6.9	Pohyb osy trubky v kartézském souřadnicovém systému.	61
6.10	Signál při rezonanci ve frekvenční oblasti – Fourierova transformace. . . .	62
a)	Vztlaková síla F_L	62
b)	Odporová síla F_D	62
6.11	Ustálené vibrace osy trubky při rezonanci.	62
6.12	Signál při rezonanci ve frekvenční oblasti – Fourierova transformace. . . .	63
a)	Výchylka v ose y	63
b)	Výchylka v ose x	63
6.13	Pohyb osy trubky při rezonanci v kartézském souřadnicovém systému. . . .	63
6.14	Vztlaková a odporová síla při kontaktu.	65

6.15	Vibrace trubky při kontaktu.	65
6.16	Vztlaková síla a odpovídající příčné vibrace.	66

Seznam tabulek

3.1	Pravděpodobnost výskytu mechanismů vibrací osamocené trubky [35, 36]. .	32
4.1	Pravděpodobnost výskytu mechanismů vibrací trubkového svazku [35, 36].	37
5.1	Průhyb w vyvolaný působením plošného zatížení F	51
6.1	Kvalita použité sítě.	56

Seznam příloh

Příloha A: Tuhost lineárního pružného členu

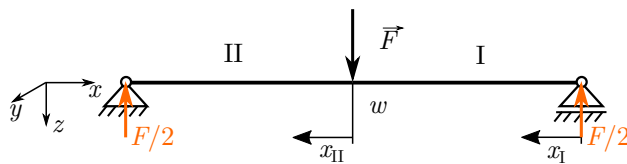
Příloha B: Uživatelem definované funkce

Příloha C: Obsah CD

A Tuhost lineárního pružného člene

A.1 Trubka mezi segmentovými přepážkami při působení osamělé síly

Kapitola 5.3.1 uvádí pro velikost průhybu w v místě působící síly \vec{F} vztah (5.20). Jedná se o křivkový integrál podél střednice prutu. Z tohoto důvodu musí být trubka o délce l rozdělena do dvou intervalů (I a II), v nichž se nejprve vyjádří odpovídající ohybové momenty M_{oI} , M_{oII} . Uvolňování probíhá v tomto případě z pravé strany, viz. obr. A.1.



Obr. A.1: Trubka mezi segmentovými přepážkami při působení osamělé síly.

$$M_{oI} = \frac{F}{2}x_I \quad (A.1)$$

$$M_{oII} = \frac{F}{2} \left(x_{II} + \frac{l}{2} \right) - Fx_{II} = -\frac{F}{2}x_{II} + \frac{Fl}{4} \quad (A.2)$$

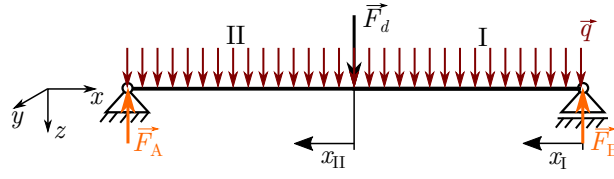
$$\begin{aligned} w &= \frac{1}{EJ_y} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} \frac{Fx_I}{2} \frac{x_I}{2} dx_I + \int_0^{\frac{l}{2}} \left(-\frac{Fx_{II}}{2} + \frac{Fl}{4} \right) \left(-\frac{x_{II}}{2} + \frac{l}{4} \right) dx_{II} \right] = \\ &= \frac{1}{EJ_y} \left[\left[\frac{F}{4} \frac{x_I^3}{3} \right]_0^{\frac{l}{2}} + \left[\frac{F}{4} \frac{x_{II}^3}{3} - \frac{Fl}{8} \frac{x_{II}^2}{2} - \frac{Fl}{8} \frac{x_{II}^2}{2} + \frac{Fl^2}{16} - \frac{Fl}{8} \frac{x_{II}^2}{2} \right]_0^{\frac{l}{2}} \right] = \\ &= \frac{1}{EJ_y} \left[\frac{Fl^3}{96} + \frac{Fl^3}{96} - \frac{Fl^3}{64} - \frac{Fl^3}{64} + \frac{Fl^3}{32} \right] = \frac{Fl^3}{48EJ_y} \quad (A.3) \end{aligned}$$

$$k = \frac{F}{w} = \frac{48EJ_y}{l^3} \quad (A.4)$$

A.2 Trubka mezi segmentovými přepážkami při působení liniového zatížení

Stejně jako v předchozím případě se i trubka namáhaná liniovým zatížením, viz obr. A.2, rozdělí do dvou intervalů, v nichž působí příslušné ohybové momenty, přičemž platí, že velikost síly \vec{F}_A a \vec{F}_B se na základě statické rovnováhy rovná

$$F_A = F_B = \frac{F_d}{2} + \frac{q_0 l}{2} \quad (A.5)$$



Obr. A.2: Trubka mezi segmentovými přepážkami při působení osamělé síly.

$$M_{oI} = \frac{F_d}{2} x_I + \frac{q_0 l}{2} x_I - \frac{q_0 x_I^2}{2} \quad (\text{A.6})$$

$$M_{oII} = \frac{F_d}{2} \left(\frac{l}{2} + x_{II} \right) + \frac{q_0 l}{2} \left(\frac{l}{2} + x_{II} \right) - F_d x_{II} - \frac{q_0 \left(\frac{l}{2} + x_{II} \right)^2}{2} \quad (\text{A.7})$$

Průhyb trubky v místě působení síly \vec{F}_d se vypočítá pomocí Castiglianovy věty následovně

$$\begin{aligned} w &= \frac{1}{EJ_y} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} \left(\frac{q_0 l x_I}{2} - \frac{q_0 x_I^2}{2} \right) \frac{x_I}{2} dx_I + \int_0^{\frac{l}{2}} \left(\frac{q_0 l^2}{8} - \frac{q_0 x_{II}^2}{2} \right) \left(\frac{l}{4} - \frac{x_{II}}{2} \right) dx_{II} \right] = \\ &= \frac{1}{EJ_y} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} \left(\frac{q_0 l x_I^2}{4} - \frac{q_0 x_I^3}{4} \right) dx_I + \int_0^{\frac{l}{2}} \left(\frac{q_0 l^3}{32} - \frac{q_0 l^2 x_{II}}{16} - \frac{q_0 l x_{II}^2}{8} + \frac{q_0 x_{II}^3}{4} \right) dx_{II} \right] = \\ &= \frac{1}{EJ_y} \left[\left[\frac{q_0 l}{4} \frac{x_I^3}{3} - \frac{q_0}{4} \frac{x_I^4}{4} \right]_0^{\frac{l}{2}} + \left[\frac{q_0 l^3}{32} x_{II} - \frac{q_0 l^2}{16} \frac{x_{II}^2}{2} - \frac{q_0 l}{8} \frac{x_{II}^3}{3} + \frac{q_0}{4} \frac{x_{II}^4}{4} \right]_0^{\frac{l}{2}} \right] = \\ &= \frac{1}{EJ_y} \left[\frac{q_0 l^4}{96} - \frac{q_0 l^4}{256} + \frac{q_0 l^4}{64} - \frac{q_0 l^4}{128} - \frac{q_0 l^4}{192} + \frac{q_0 l^4}{256} \right] = \frac{5}{384} \frac{q_0 l^4}{EJ_y} \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

a tuhost se poté vyjádří vztahem

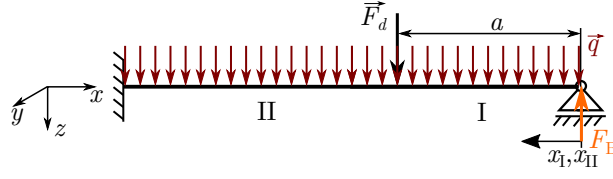
$$k = \frac{F}{w} = \frac{q_0 l}{w} = \frac{384}{5} \frac{EJ_y}{l^3}. \quad (\text{A.9})$$

A.3 Trubka mezi trubkovnicí a segmentovou přepážkou při působení liniového zatížení

Jak již kapitola 5.3.1 uvádí, v tomto případě se jedná o neurčitou úlohu, pro jejíž řešení se provádí částečné uvolnění s jednou deformační podmínkou. Ta je zde vyjádřena na straně podpory a zamezuje pohyb ve směru osy z

$$w_B = \frac{\partial W}{\partial F_B} = \sum_{i=I}^{\text{II}} \int_{\gamma_i} \frac{M_{oi}}{EJ_y} \frac{\partial M_{oi}}{\partial F_B} dx_i = 0, \quad (\text{A.10})$$

přičemž ohybové momenty jsou vyjádřeny vztahy



Obr. A.3: Trubka mezi trubkovnicí a segmentovou přepážkou při působení liniového zatížení.

$$M_{oI} = F_B x_I - \frac{q_0 x_I^2}{2}, \quad (\text{A.11})$$

$$M_{oII} = F_B x_{II} - \frac{q_0 x_{II}^2}{2} - F_d (x_{II} - a). \quad (\text{A.12})$$

$$\begin{aligned} 0 &= \frac{1}{EJ_y} \left[\int_0^a \left(F_B x_I^2 - \frac{q_0 x_I^3}{2} \right) dx_I + \int_a^l \left(F_B x_{II}^2 - \frac{q_0 x_{II}^3}{2} - F_d x_{II}^2 + F_d a x_{II} \right) dx_{II} \right] = \\ &= \left[F_B \frac{x_I^3}{3} - \frac{q_0}{2} \frac{x_I^4}{4} \right]_0^a + \left[F_B \frac{x_{II}^3}{3} - \frac{q_0}{2} \frac{x_{II}^4}{4} - F_d \frac{x_{II}^3}{3} + F_d a \frac{x_{II}^2}{2} \right]_a^l = \\ &= \frac{F_B a^3}{3} - \frac{q_0 a^4}{8} + \frac{F_B l^3}{3} - \frac{q_0 l^4}{8} - \frac{F_d l^3}{3} + \frac{F_d a l^2}{2} - \frac{F_B a^3}{3} + \frac{q_0 a^4}{8} + \frac{F_d a^3}{3} - \frac{F_d a^3}{2} = \\ &= 8F_B l^3 - 3q_0 l^4 - F_d (8l^3 - 8a^3 + 12a^3 - 12al^2) \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

Řešení deformační podmínky vede k získání reakční síly F_B ve tvaru

$$F_B = \frac{3q_0 l^4 + F_d (8l^3 + 4a^3 - 12al^2)}{8l^3}. \quad (\text{A.14})$$

Následně se opět vyjádří průhyb v místě působení síly F_d pomocí Castiglianovy věty

$$w = \frac{\partial W}{\partial F_d} = \sum_{i=I}^{II} \int_{\gamma_i} \frac{M_{oi}}{EJ_y} \frac{\partial M_{oi}}{\partial F_d} dx_i, \quad (\text{A.15})$$

kde jednotlivé parciální derivace ohybových momentů lze při zavedení substituce ve tvaru $K = \frac{8l^3 - 8a^3 + 12a^3 - 12al^2}{8l^3}$ vyjádřit následovně

$$\frac{\partial M_{oI}}{\partial F_d} = \frac{8l^3 - 8a^3 + 12a^3 - 12al^2}{8l^3} x_I = K x_I, \quad (\text{A.16})$$

$$\frac{\partial M_{oII}}{\partial F_d} = \frac{8l^3 - 8a^3 + 12a^3 - 12al^2}{8l^3} x_{II} - x_{II} + a = K x_{II} - x_{II} + a. \quad (\text{A.17})$$

$$\begin{aligned}
w &= \frac{1}{EJ_y} \left[\int_0^a \left(F_B x_I - \frac{q_0 x_I^2}{2} \right) K x_I dx_I + \int_a^l \left(F_B x_{II} - \frac{q_0 x_{II}^2}{2} - F_d x_{II} + F_d a \right) (K x_{II} - \right. \\
&\quad \left. - x_{II} + a) dx_{II} \right] = \frac{1}{EJ_y} \left[K \int_0^a \left(F_B x_I^2 - \frac{q_0 x_I^3}{2} \right) dx_I + \int_a^l \left(F_B K x_{II}^2 - F_B x_{II}^2 - \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - F_B a x_{II} - \frac{K q_0 x_{II}^3}{2} + \frac{q_0 x_{II}^3}{2} + \frac{q_0 a x_{II}^2}{2} + (-F_d x_{II} + F_d a) (K x_{II} - x_{II} + a) \right) dx_{II} \right] = \\
&= \frac{1}{EJ_y} \left[K \left[\frac{3q_0 l}{8} \frac{x_I^3}{3} - \frac{q_0}{2} \frac{x_I^4}{4} \right]_0^a + \left[\frac{3K q_0 l}{8} \frac{x_{II}^3}{3} - \frac{3q_0 l}{8} \frac{x_{II}^3}{3} + \frac{3q_0 l a}{8} \frac{x_{II}^2}{2} - \frac{K q_0}{2} \frac{x_{II}^4}{4} + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + \frac{q_0}{2} \frac{x_{II}^4}{4} - \frac{q_0 a}{2} \frac{x_{II}^3}{3} \right]_a^l \right] = \frac{1}{EJ_y} \left[\frac{K q_0 l a^3}{8} - \frac{K q_0 a^4}{8} + \frac{K q_0 l^4}{8} - \frac{q_0 l^4}{8} + \frac{3q_0 l^3 a}{16} - \frac{K q_0 l^4}{8} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{q_0 l^4}{8} - \frac{q_0 l^3 a}{6} - \frac{K q_0 l a^3}{8} + \frac{q_0 l a^3}{8} - \frac{3q_0 l a^3}{16} + \frac{K q_0 a^4}{8} - \frac{q_0 a^4}{8} + \frac{q_0 a^4}{6} \right] = \\
&= \frac{1}{EJ_y} \left(\frac{q_0 l^3 a}{48} - \frac{q_0 l a^3}{16} + \frac{q_0 a^4}{24} \right) \tag{A.18}
\end{aligned}$$

Výše odvozený vztah platí pro průhyb v místě působení doplňkové síly F_d , které působí ve vzdálenost a od podpory. Jinými slovy se jedná o rovnici průhybové čáry. Cílem je najít takovou vzdálenost a , při které nastává maximální posuv ve směru osy z – tj. hledá se lokální maximum funkce $f = \frac{q_0 l^3 a}{48} - \frac{q_0 l a^3}{16} + \frac{q_0 a^4}{24}$.

$$\frac{\partial f}{\partial a} = \frac{q_0 l^3}{48} - \frac{3q_0 l a^2}{16} + \frac{q_0 a^3}{6} \tag{A.19}$$

Tzv. nulovými body, ve kterých se může vyskytovat lokální maximum jsou

$$a_1 = l, \quad a_{2,3} = \frac{1}{16} (l \pm \sqrt{33} \cdot l). \tag{A.20}$$

Pomocí druhé derivace se dojde k závěru, že ve vzdálenosti $a = \frac{1}{16} (l + \sqrt{33} \cdot l)$ se nachází lokální maximum, kdežto ve zbývajících dvou jsou lokální minima.

B Uživatelem definované funkce

B.1 UDF pro kmitání osamocené trubky

```
# include "udf.h"
DEFINE_SDOF_PROPERTIES(samotna, prop, dt, time, dtime)
{
    real cgx;
    real cgy;
    real cgvx;
    real cgvy;
    real k = 480906.4367;
    real b = 108.2837;
    cgx = DT_CG(dt)[0];
    cgy = DT_CG(dt)[1];
    cgvx = DT_VEL_CG(dt)[0];
    cgvy = DT_VEL_CG(dt)[1];
    prop[SDOF_MASS] = 1.923597181793031;
    prop[SDOF_ZERO_ROT_X] = TRUE;
    prop[SDOF_ZERO_ROT_Y] = TRUE;
    prop[SDOF_ZERO_ROT_Z] = TRUE;
    prop[SDOF_IXX] = 0.160535;
    prop[SDOF_IYY] = 0.160535;
    prop[SDOF_LOAD_F_Y] = -k*cgy -b*cgvy;
    prop[SDOF_LOAD_F_X] = -k*cgx -b*cgvx;
    Message0("f_x = %f, f_y = %f\n", -k*cgx-b*cgvx, -k*cgy-b*cgvy);
}
```

B.2 UDF pro kontakt

```
# include "udf.h"
real cgy = 0.0;
DEFINE_SDOF_PROPERTIES(kontakt, prop, dt, time, dtime)
{
    real cgx;
    extern real cgy;
    real cgvx;
    real cgvy;
    real k = 480906.4367;
    real b = 108.2837;
    prop[SDOF_MASS] = 1.923597181793031;
    prop[SDOF_ZERO_ROT_X] = TRUE;
```

```

prop[SDOF_ZERO_ROT_Y] = TRUE;
prop[SDOF_ZERO_ROT_Z] = TRUE;
prop[SDOF_ZERO_TRANS_X] = TRUE;
prop[SDOF_IXX] = 0.160535;
prop[SDOF_IYY] = 0.160535;

/* "Parallelized"Sections */
#if !RP_HOST /* Compile this section for computing processes only (serial and node)
since these variables are not available on the host */
cgx = DT_CG(dt)[0];
cgy = DT_CG(dt)[1];
cgvx = DT_VEL_CG(dt)[0];
cgvy = DT_VEL_CG(dt)[1];
if (cgy < -0.01){
prop[SDOF_LOAD_F_Y] = (2551063793131.31400*cgy*cgy +51039261707.02419*cgy
+255291046.82149) -b*cgvy;
}
else if (cgy > 0.01){
prop[SDOF_LOAD_F_Y] = -(2551063793131.31400*cgy*cgy -51039261707.02419*cgy
+255291046.82149) -b*cgvy;
}
else{
prop[SDOF_LOAD_F_Y] = -k*cgy -b*cgvy;
}
#endif /* !RP_HOST */
}

```

B.3 UDF pro časový krok

```

#include "udf.h"
DEFINE_DELTAT(mydeltat,d)
{
extern real cgy;
real time_step;
if((cgy > -0.008) && (cgy < 0.008))
time_step = 0.00006;
else if((cgy > -0.0095) && (cgy < 0.0095))
time_step = 0.000003;
else
time_step = 0.000001;
return time_step;
}

```

C Obsah CD

Součástí předkládané diplomové práce je i jeden kus CD, který obsahuje jednotlivé složky a soubory:

- **Linearni_tuhost**
 - beam_LIN_displacement.txt
 - beam_LIN_fixed.txt
- **Modalni_analyzy_a_kontaktni_uloha**
 - 3D_structure.wbpz
- **CFD_simulace**
 - vibrace.dat.gz, vibrace.cas.gz
 - rezonance.dat.gz, rezonance.cas.gz
 - kontakt.dat.gz, kontakt.cas.gz
- **VUT_FSI_Brno**
 - Kubicek_DP.pdf